

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

М. П. КАЛИНУШКИН

ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

ИЗДАНИЕ ПЯТОЕ,
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

*Допущено
Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия
для инженерно-строительных вузов
и факультетов*

WWW.JANKO.FRONT.RU



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
«ВЫСШАЯ ШКОЛА»

Москва — 1962

Михаил Павлович Калинушкин

Вентиляторные установки

Редактор *А. П. Мартынов*
Технический редактор *С. С. Горохова*
Корректор *С. Р. Лановенко*
Обложка художника *Н. Я. Вовка*

Сдано в набор 9.VIII-61 г. Подписано к печати 23.I-62 г. Бумага 60×90¹/₁₆ =
=18,5 печ. л. 17,07 уч.-изд. л. Тираж 25 000. Т-00721. Изд. № ОТ—279.
Цена 61 коп.

Государственное издательство «Высшая школа»,
Москва, Б-62, Подсосенский пер., 20

Отпечатано в типографии № 1, г. Саратов, пр. Кирова, 27, с матриц
Первой Образцовой типографии имени А. А. Жданова
Московского городского совнархоза.
Москва, Ж-54, Валовая, 28. Заказ 1351.

ПРЕДИСЛОВИЕ

За 5 лет, прошедших после выхода в свет четвертого издания этой книги, достигнуты новые успехи в области развития теории и усовершенствования методов расчета вентиляторных установок, накоплен интересный опыт в части монтажа, наладки и эксплуатации. Некоторые новые исследования выполнены и самим автором. В связи с этим книга по содержанию в значительной степени обновлена и дополнена, хотя методическое построение сохранено прежнее.

Настоящее пятое издание книги, подготовленное автором в Московском технологическом институте легкой промышленности, рекомендовано в качестве учебного пособия для вузов. С этой целью в книге развиты примеры расчетов и добавлены некоторые методические указания и расширены приложения, позволяющие наиболее полно и просто производить расчеты и подбирать оборудование.

Пособием могут пользоваться не только учащиеся, но также инженеры-сантехники и механики.

Введение

Вентиляторы применяются во всех отраслях народного хозяйства.

В Советском Союзе при эксплуатации вентиляторов в различных отраслях промышленности потребляется до 8% всей вырабатываемой электроэнергии. Поэтому повышение экономичности их эксплуатации имеет важное государственное значение.

Это может быть достигнуто повышением к. п. д. самих вентиляторов и, главное, повышением эксплуатационного к. п. д., обусловленного надлежащим взаимодействием вентилятора с приводящим его в движение двигателем и с обслуживаемой сетью.

Эта совокупность совместно действующих вентилятора, двигателя и сети представляет собой вентиляторную установку. Помимо правильной эксплуатации вентиляторной установки, очевидно, должны быть обеспечены надлежащие расчет, монтаж и наладка.

Наиболее широко вентиляторные установки используются для вентиляции, аспирации, пневмоуборки, воздушного отопления в промышленных, общественных и жилых зданиях (вентиляционные вентиляторные установки), для тяги и дутья в котельных установках (тягодутьевые вентиляторные установки) для проветривания рудников и шахт (рудничные вентиляторные установки), а также для обслуживания множества технологических процессов.

Все разнообразные условия использования вентиляторных установок затруднительно отразить в книге данного объема и поэтому они рассматриваются подробно в соответствующих трудах по вентиляции, отоплению, теплотехнике и т. д. Однако во всех случаях, вне зависимости от области применения, принципы расчета, монтажа, наладки и эксплуатации вентиляторных установок остаются одинаковыми и рассматриваются в настоящей книге.

Люди еще в давние времена применяли воздухоудувные устройства в виде опахал и мехов для проветривания помещений и раздувания огня. Первый центробежный вентилятор, по схеме весьма

приближающийся к современным, изобрел русский инженер А. А. Саблуков (1783—1857 гг.) и в 1835 г. с успехом применил его для проветривания Чагирского рудника на Алтае. После этого центробежный вентилятор Саблукова получил широкое применение в России и за границей для вентиляции шахт, морских судов и зданий. В дальнейшем А. А. Саблуков изобрел и применил для проветривания каменноугольных выработок осевой вентилятор.

После победы Великой Октябрьской социалистической революции в связи с бурным ростом строительства в СССР стали в широком масштабе выпускаться разнообразные вентиляторы, была разработана теория их расчета.

Профессор Н. Е. Жуковский (1847—1921 гг.), которого В. И. Ленин назвал отцом русской авиации, разработал вихревую теорию, на основе которой конструируются осевые вентиляторы.

В созданном им Центральном аэрогидродинамическом институте (ЦАГИ) и в других научно-исследовательских институтах и лабораториях К. А. Ушаковым, В. И. Поликовским, М. И. Невельсоном, С. А. Рысиным и другими выполнена большая работа по усовершенствованию методики расчета вентиляторов и воздухопроводов, разработаны разнообразные конструкции. Отечественная электропромышленность выпускает надежные и высокоэкономичные электродвигатели для привода вентиляторов.

Достигнуты несомненные успехи в серийном производстве вентиляторов, ускорении и удешевлении монтажа вентиляторных установок промышленными методами. Все шире внедряются качественные методы регулировки; путем применения автоматики обеспечивается более эффективная эксплуатация.

Ценные теоретические работы в области вентиляторных установок выполнены иностранными учеными Экком, Никурадзе и др. Весьма разнообразные и хорошо выполненные конструкции вентиляторов выпускают многочисленные зарубежные фирмы.

Дальнейшее усовершенствование теории, методов расчета и конструкций вентиляторных установок приведет к повышению экономичности их эксплуатации, к еще более широкому и эффективному использованию. Это будет способствовать улучшению условий труда и повышению его производительности.

ГЛАВА I

ВОЗДУХ И ЕГО СВОЙСТВА

1. Физические свойства воздуха

Окружающий землю атмосферный воздух представляет собой смесь различных газов (азота, кислорода, углекислоты и др.), водяных паров и механических примесей — пыли.

Наиболее полно физическое состояние воздуха характеризуется его плотностью ρ , определяемой количеством массы в единице объема $\left(\frac{m}{V}\right)$ и зависящей от внешних условий — температуры, барометрического давления и влажности. Химический состав атмосферного воздуха (больше или меньше содержание тех или иных составляющих), а также и обычная запыленность практически на плотность не влияют.

Если выразить массу силой веса, деленной на ускорение силы тяжести $\left(\frac{G}{g}\right)$, а силу веса — объемом, умноженным на объемный вес $(V \cdot \gamma)$, то плотность воздуха будет равна отношению его объемного веса к ускорению силы тяжести

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{G}{gV} = \frac{V\gamma}{gV} = \frac{\gamma}{g}.$$

Поскольку значение ускорения силы тяжести практически постоянно, то в расчетах чаще пользуются величиной объемного веса, т. е. значением веса вещества в единице объема.

$$\gamma = \frac{G}{V} = \rho g.$$

Объемный вес — размерная величина, и его не следует отождествлять с удельным весом, безразмерно определяющим отношение веса данного вещества к весу такого же объема дистиллированной воды при 4°C *.

* Для твердых тел часто удельным весом называют вес единицы объема плотной массы данного вещества, а объемным весом — вес единицы объема данного вещества в насыпном виде, в изделии, т. е. с учетом пустот.

Здесь уместно указать, что для обозначения всех встречающихся в этой книге величин используется техническая система единиц — метр (м), килограмм (кг), секунда (сек). Температуры измеряются по стоградусной шкале Цельсия ($t^{\circ}\text{C}$) или по абсолютной шкале Кельвина ($T^{\circ}\text{K} = t^{\circ}\text{C} + 273$).

В связи с этим размерность выражается

$$\gamma [\text{кг}/\text{м}^3], \varrho \left[\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}^4} \right], g [\text{м}/\text{сек}^2] \text{ и т. д.}$$

Для возможности сравнения расчетов и испытаний, произведенных в различное время и в различных местах при самых разнообразных метеорологических условиях, все расчетные данные рекомендуется приводить к одинаковым, стандартным условиям состояния воздуха — температуре $t_0 = 20^{\circ}\text{C}$ (абсолютной температуре $T_0 = 20 + 273 = 293^{\circ}\text{K}$), барометрическому давлению $B_0 = 760 \text{ мм рт.ст.}$ ($p_0 = 10\,330 \text{ кг}/\text{м}^2$) и относительной влажности $\varphi_0 = 0,5$ (относительная влажность представляет собой отношение веса фактически насыщающих воздух водяных паров к их весу при полном насыщении).

При таких метеорологических параметрах и нормальном химическом составе обеспыленного воздуха, состоящего по весу приблизительно из 76% азота и 24% кислорода, имеем

$$\varrho_0 = 0,122 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}^4} \text{ и } \gamma_0 = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

Эти значения также можно определить из известного характеристического уравнения Клайперона

$$\varrho = \frac{p}{RTg}.$$

Принимая значение газовой постоянной для сухого воздуха $R = 29,27 \text{ м}^2/\text{сек}^2\text{град}$ и $g = 9,81 \text{ м}/\text{сек}^2$, получаем

$$\varrho_0 = \frac{10\,330}{29,27 \cdot 293 \cdot 9,81} = 0,122 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}^4}$$

$$\text{и } \gamma_0 = 0,122 \cdot 9,81 = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

Плотность влажного воздуха может быть определена по формуле

$$\varrho = \frac{p}{RTg} \left(1 - 0,378 \frac{\varphi p_{\text{нп}}}{p} \right),$$

где $p_{\text{нп}}$ — давление насыщенного водяного пара — берется в зависимости от температуры в табл. 1.

Таблица 1

$t^{\circ}\text{C}$	-20	-10	0	+10	+15	+20	+25	+30	+35	+40	+45	+50
$p_{\text{нп}} \text{ кг}/\text{м}^2$	13	29	62	125	174	238	327	423	573	758	978	1258

Из последней формулы и табл. 1 следует, что объемный вес влажного воздуха меньше, чем сухого, и что влажность весьма незначительно влияет на значение объемного веса. Например, при изменении относительной влажности стандартного воздуха с $\varphi = 0,5$ до 1,0 объемный вес изменяется всего на 0,5%. В связи с этим при практических расчетах обычно влияние влажности не учитывают.

Если пренебречь влиянием влажности, то из характеристического уравнения следует, что

$$\frac{\varrho}{\varrho_0} = \frac{\frac{p}{RTg}}{\frac{p_0}{RT_0g}} = \frac{p}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T} = \frac{\gamma}{\gamma_0}.$$

Этой зависимостью можно пользоваться для определения ϱ и γ без таблиц, если помнить, что имеем $\gamma_0 = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ при $p_0 = 10\,330 \text{ кг}/\text{м}^2$ и $T_0 = 293^{\circ}$.

Пример. Определить объемный вес сухого воздуха γ при $p = 10\,800 \text{ кг}/\text{м}^2$ и $t = 0^{\circ}$.

$$\gamma = \gamma_0 \cdot \frac{p}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T} = 1,2 \cdot \frac{10\,800}{10\,330} \cdot \frac{293}{273} = 1,35 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

В вентиляторных установках изменения давлений настолько незначительны по сравнению с атмосферным давлением, что этим влиянием на значение плотности или объемного веса воздуха можно в большинстве случаев пренебрегать.

Например, при развиваемом вентилятором давлении в $200 \text{ кг}/\text{м}^2$ объемный вес воздуха по сравнению с его стандартным значением изменится всего на 2%

$$\left(\frac{10\,330 + 200}{10\,330} - 1 \right) \cdot 100 = 2\%.$$

При расчетах состояние воздуха также характеризуется его вязкостью, обусловливаемой силами внутреннего трения, возникающего при движении.

Вязкость обозначается определяемым опытным путем коэффициентом динамической вязкости $\mu \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$, зависящим от температуры.

В расчетах чаще употребляется коэффициент кинематической вязкости

$$\nu = \frac{\mu}{\varrho} [\text{м}^2/\text{сек}].$$

Величина ν зависит не только от температуры, но и от давления. Значения ν при $p_0 = 10\,330 \text{ кг}/\text{м}^2$ приведены в табл. 2.

Таблица 2

$t, ^\circ\text{C}$	-20	-10	0	+10	+20	+40	+60	+80	+100
$v \cdot 10^6 \text{ м}^3/\text{сек}$	11,3	12,1	13,0	13,9	14,9	17,0	19,2	21,7	24,5

2. Производительность и давление

В вентиляторных установках обычно приходится иметь дело с потоком воздуха постоянной плотности, скорость движения которого в каждой точке потока с течением времени не изменяется ни по величине, ни по направлению. В этом случае для двух сечений одного и того же потока (рис. 1) можем написать уравнение расхода

$$fv_1 = Fv_2 = Q,$$

где f, F — площади поперечных сечений в м^2 ,
 v_1, v_2 — средние скорости в $\text{м}/\text{сек}$.

Q — объемный расход (производительность) в $\text{м}^3/\text{сек}$.

При расчетах воздухопроводов и вентиляторов производительность принято исчислять в $\text{м}^3/\text{час}$, т. е.

$$Q_{\text{час}} = 3600 Q_{\text{сек}}$$

В случае изменения плотности воздушного потока (например, за счет подогрева в калорифере) уравнение расхода примет следующий вид

$$fv_1\gamma_1 = Fv_2\gamma_2 = G,$$

где G — весовая производительность в $\text{кг}/\text{сек}$.

* * *

Потери давления в воздухопроводе и давление, развиваемое вентилятором, в соответствии с принятой технической размерностью измеряются в $\text{кг}/\text{м}^2$. Более крупная единица измерения давления — атмосфера ($\text{кг}/\text{см}^2$) — для вентиляторных установок не применяется.

Применяется также другая система измерения давлений — в высотах столба жидкости, уравновешивающей давление, т. е. в напорах.

В качестве уравновешивающей жидкости принимается вода (в пьезометрах), спирт (в микроманометрах), ртуть (в барометрах), высота которых измеряется в м или мм .

Пересчет напоров в давления и наоборот легко производить по формулам *

$$p = H\gamma, \quad H = \frac{p}{\gamma}.$$

Так, напору $H = 1 \text{ мм вод. ст.} = 0,001 \text{ м вод. ст.}$ (для воды $\gamma = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$) соответствует давление

$$p = 0,001 \cdot 1000 = 1 \text{ кг}/\text{м}^2,$$

а давление $p = 10\,330 \text{ кг}/\text{м}^2$ уравновешивается высотой ртутного столба (для ртути $\gamma = 13\,600 \text{ кг}/\text{м}^3$), т. е. напором

$$\begin{aligned} H &= B = \frac{10\,330}{13\,600} = \\ &= 0,76 \text{ м рт. ст.} = \\ &= 760 \text{ мм рт. ст.} \end{aligned}$$

Давление можно отсчитывать от абсолютного вакуума (ата) или от атмосферного давления (ати). Если давление выше атмосферного, то перед величиной избыточного давления следует поставить «+», а если ниже атмосферного, то «-».

Связь между значениями давлений в двух сечениях установившегося потока воздуха (см. рис. 1) выражается уравнением Даниэля Бернулли, представленного нами в следующем простейшем виде:

$$p_{\text{ст}1} + \frac{\gamma}{2g} v_1^2 = p_{\text{ст}2} + \frac{\gamma}{2g} v_2^2 + p,$$

где для соответствующих сечений потока:

$p_{\text{ст}}$ — статическое давление,

$\frac{\gamma}{2g} v^2$ — динамическое давление,

γ — объемный вес воздуха,

g — ускорение силы тяжести,

v — средняя скорость и

p — потеря полного давления (суммы статического и динамического давлений) между выбранными сечениями.

Если воздухопровод, по которому протекает поток, не горизонтален и плотность окружающего воздуха отличается от плотности

* В гидравлике и механике, а также и здесь давления обозначаются латинской буквой p , а напоры — h или H . В литературе по вентиляторам, однако, до сих пор часто давления обозначают буквами h или H .

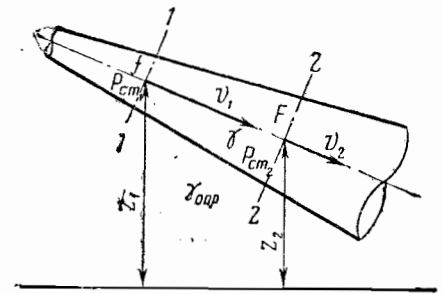


Рис. 1. Эскиз к выводу уравнения Д. Бернулли

потока, то уравнение Даниила Бернулли нужно использовать в следующем виде

$$Z_1 \gamma + p_{cm1} + \frac{\gamma}{2g} v_1^2 = Z_2 \gamma + p_{cm2} + \frac{\gamma}{2g} v_2^2 + p,$$

где Z — нивелирная отметка (см. рис. 1).

Потеря давления (полного) в воздухопроводе может состоять из потерь на трение и в местных сопротивлениях, т. е.

$$p = p_{тр} + p_{мс}.$$

Следует отметить, что в вентиляционных воздухопроводах большая часть потерь давления приходится на местные сопротивления, а поэтому при дальнейшем изложении им уделяется соответствующее внимание.

ГЛАВА II

ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ НА ТРЕНИЕ

3. Сопротивление трения

Потери давления на трение возникают по всей длине воздухопровода и при данных геометрических размерах и расходе зависят от режима течения и состояния поверхности трения.

Потерю давления на трение в общем виде можно подсчитать по формуле:

$$p_{тр} = \lambda \frac{l}{4R} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2,$$

где: λ — коэффициент трения;

l — длина воздухопровода;

R — гидравлический радиус поперечного сечения воздухопровода (отношение площади поперечного сечения к периметру);

$\frac{\gamma}{2g} v^2$ — динамическое давление потока.

Для наиболее распространенного круглого поперечного сечения воздухопровода

$$R = \frac{F}{U} = \frac{\frac{\pi d^2}{4}}{\pi d} = \frac{d}{4},$$

где d — диаметр воздухопровода.

После подстановки получаем

$$p_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2.$$

Для возможности расчета по полученной формуле воздухопроводов не только круглого, но и всякого другого поперечного сечения, введено понятие об эквивалентном диаметре.

Для круглого и наиболее распространенного прямоугольного поперечного сечения размером $a \times b$ имеем

$$p_{mp} = \lambda \frac{l}{4R} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2 = \lambda \frac{l}{4 \frac{ab}{a+b}} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2 = \lambda \frac{l}{4} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2,$$

откуда при условии равенства скоростей v (а также λ , l и γ) получаем значение эквивалентного диаметра

$$d_v = \frac{2ab}{a+b}.$$

Однако в этом случае площади поперечных сечений получаются разными (например, для квадратного поперечного сечения, когда

$$d_v = \frac{2a^2}{2a} = a, \text{ действительная площадь } a^2 \text{ будет больше эквива-}$$

лентной площади $\frac{\pi}{4} d_v^2$), а значит, и расходы будут разными.

Если скорости представить в виде расходов, деленных на площади поперечных сечений, то для эквивалентного круглого и прямоугольного поперечных сечений имеем:

$$\lambda \frac{l}{4} \cdot \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{Q}{\pi d_v^2} \right)^2 = \lambda \frac{l}{4} \cdot \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{Q}{ab} \right)^2.$$

Отсюда при условии равенства расходов Q (а также λ , l и γ) получаем

$$d_Q = 1,265 \sqrt[5]{\frac{a^2 b^3}{a+b}}.$$

При расчете прямоугольных воздухопроводов обычно пользуются значениями эквивалентных диаметров более простого вида (d_v).

Для точного расчета потерь давления на трение необходимо правильно определять весьма сложный по своей природе коэффициент трения λ , в общем случае зависящий от состояния стенок (относительной шероховатости ϵ) и режима течения (числа Re).

4. Шероховатость стенок

Труб с абсолютно гладкими поверхностями стенок в природе не существует, все они в той или иной степени шероховаты. Шероховатость различают как по характеру неровностей, так и по ее величине. В основном шероховатость, в зависимости от ее распределения по поверхности (рис. 2), бывает волнистая и угловатая. Для стальных воздухопроводов наиболее характерна угловатая шероховатость, обусловленная недостаточной обработкой поверхностей, механическими повреждениями и коррозией.

Средняя высота выступов определяет собой величину абсолютной шероховатости k , а отношение средней высоты выступов к диаметру трубы d — величину относительной шероховатости, т. е. $\epsilon = \frac{k}{d}$.



Рис. 2. Шероховатость стенок:
а — волнистая; б — угловатая

Значение абсолютной шероховатости k для материалов, используемых при изготовлении воздухопроводов, определяется данными, приведенными в табл. 3.

Таблица 3

Характер поверхности	k в мм
Цельнотянутые трубы из меди, латуни, стекла, новые	0,0015—0,01
» » стальные, новые	0,02—0,10
» » » бывшие в эксплуатации	0,12—0,20
Цельносварные стальные трубы, новые	0,04—0,10
» » » бывшие в эксплуатации	0,15
Оцинкованные » » новые	0,15
» » » бывшие в эксплуатации	0,18
Трубы из кровельной стали, непроолифенные	0,02—0,04
» » » проолифенные	0,10—0,15
Чугунные трубы, новые	0,25—1,0
» » » бывшие в эксплуатации	1,0—1,5
Бетонные трубы с затиркой	0,3—0,8
Железобетонные трубы	2,5
Асбоцементные трубы новые	0,05—0,10
» » » бывшие в эксплуатации	0,6
Канал с цементной штукатуркой	0,05—0,22
» из шлакобетонных плит	1,5
Деревянные трубы	0,15—0,30
Фанерные трубы при продольном расположении волокон	0,03—0,05
Фанерные трубы при поперечном расположении волокон	0,12

5. Режимы течения

Течение потока в трубах может быть ламинарным или турбулентным.

При ламинарном течении струйки двигаются параллельно, обтекая выступы шероховатости плавно, без срывов. В силу этого потери давления на трение не зависят от шероховатости.

Турбулентное течение характеризуется преобладанием сил инерции, вследствие чего струйки срываются с выступов шероховатости, появляются поперечные составляющие скорости и происходит интенсивное перемешивание потока. При турбулентном режиме течения потери давления на трение в основном обуславливаются обменом количества движения беспорядочно двигающихся масс воздуха и резко возрастают по сравнению с ламинарным режимом течения. При определенных условиях они также зависят и от шероховатости. При турбулентном движении, однако, около самых стенок сохраняется тончайший ламинарный пограничный слой.

Режим течения потока в соответствии с законами подобия наиболее полно определяется критерием Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu},$$

где, v — скорость в м/сек;

d — характерный геометрический размер (для труб — диаметр, в м);

ν — коэффициент кинематической вязкости в м²/сек.

Опытами установлено, что в трубах при $Re < 2300$ режим течения потока ламинарный, а при больших значениях в связи с накоплением инерционных сил происходит скачкообразный переход к турбулентному режиму течения, причем толщина остающегося ламинарного пограничного слоя уменьшается по мере увеличения числа Re .

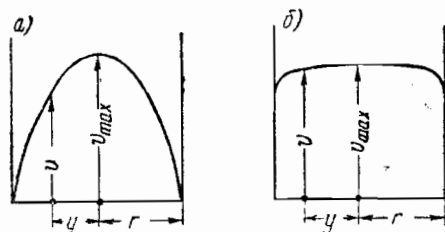


Рис. 3. Поле скорости: а — при ламинарном течении; б — при турбулентном течении

Каждый режим течения характеризуется своим полем скорости. Под полем скорости понимают график, выражающий изменение скорости по оси поперечного сечения потока (рис. 3). В круглых трубах в качестве такой оси обычно выбирается диаметр. При ламинарном течении в круглой трубе поле скорости может быть построено в соответствии с уравнением:

$$v = v_{\max} \left[1 - \left(\frac{y}{r} \right)^2 \right],$$

где $v_{\max}$ — максимальная скорость воздуха;

y — радиус, для которого вычисляется скорость;

r — радиус трубы.

Анализируя последнее уравнение, легко заметить, что поле скорости характеризуется параболой с максимальным значением скорости на оси (при $y=0$ имеем $v=\max$).

У самых стенок вследствие прилипания воздуха скорость v равна нулю (при $y=r$ получаем $v=0$).

Поле скорости при турбулентном течении можно построить в соответствии с приближенным уравнением

$$v = v_{\max} \left(1 - \frac{y}{r} \right)^{\frac{1}{m}}.$$

При обычно применяемых значениях знаменателя степени $m=7$, поле скорости получает вид прямоугольника с резким падением скоростей вблизи стенок трубы.

6. Коэффициент трения

Если взять какой-либо воздухопровод с неизменной шероховатостью и определять для него коэффициент трения λ в зависимости от изменения числа Re (например, при неизменном d за счет уменьшения v или увеличения v), то полученную зависимость можно было бы выразить в виде графика, представленного на рис. 4.

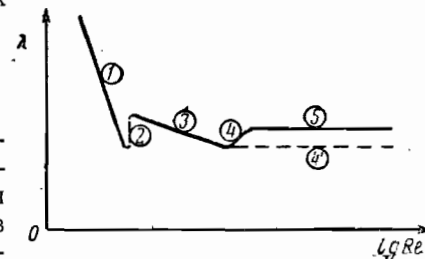


Рис. 4. График зависимости λ от Re

При ламинарном движении (участок 1) коэффициент λ уменьшается в зависимости от увеличения Re и может быть подсчитан по формуле

$$\lambda = \frac{64}{Re}.$$

Если это значение подставить в формулу трения, то получим

$$p_{mp} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2 = \frac{64}{Re} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2 = \frac{64}{\frac{vd}{\nu}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2 = \frac{32\nu l \gamma}{d^2 g} v.$$

Следовательно, при ламинарном движении для воздухопровода заданных геометрических размеров (d и $l = \text{const}$) и при неизменных физических константах потока (ν и $\gamma = \text{const}$) потеря давления пропорциональна первой степени изменения скорости

$$\frac{p_{mp}}{p_{mp1}} = \frac{v}{v_1}.$$

При достижении критического числа Re (в зависимости от условий входа в трубу оно может находиться в пределах 2000—8000) режим течения изменяется скачкообразно (участок 2) — ламинарное течение преобразуется в турбулентное.

Для случая турбулентного течения ввиду сложности явлений до сих пор нельзя было дать точного аналитического выражения

для λ , как это возможно для ламинарного течения. При турбулентном движении значение коэффициента трения λ , помимо Re может зависеть и от шероховатости стенок.

При малых Re , когда пограничный ламинарный слой покрывает выступы шероховатости, воздухопровод работает как гидравлически гладкий (участок 3) и λ может быть определен по тем или иным эмпирическим и полуэмпирическим формулам.

Для расчета гидравлически гладких воздухопроводов можно использовать весьма простую формулу Блазиуса

$$\lambda = 0,3164 Re^{-0,25} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}.$$

Из этой формулы следует, что

$$\rho_{mp} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2 = 0,3164 Re^{-0,25} \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2 = 0,3164 \left(\frac{vd}{\nu} \right)^{-0,25} \frac{l}{d} \times \\ \times \frac{\gamma}{2g} v^2 = \frac{0,1582^{0,25} l \gamma}{d^{1,125} g} v^{1,75},$$

$$\text{т. е. } \frac{\rho_{mp}}{\rho_{m p_1}} = \left(\frac{v}{v_1} \right)^{1,75}.$$

Для расчета аналогичных воздухопроводов можно также использовать формулы:

Никурадзе

$$\lambda = 0,0032 + 0,221 Re^{-0,237},$$

Шевелева

$$\lambda = 0,25 Re^{-0,225},$$

Мурина

$$\lambda = \frac{1,01}{(\lg Re)^{2,5}}$$

и т. д.

Последнюю формулу, использованную нами для составления таблиц (см. приложение 1), рекомендуется применять при

$$2000 < Re < \left(\frac{120}{\varepsilon} \right)^{0,8},$$

где ε — относительная шероховатость.

При увеличении Re толщина пограничного слоя убывает и может оказаться меньше выступов шероховатости, в связи с чем возможно возрастание значения λ (участок 4). Дальнейшее повышение Re , при котором толщина пограничного слоя уменьшается до такого предела, что выступы шероховатости почти полностью открываются, не влияет на изменение коэффициента λ . В этом случае коэффициент λ зависит только от шероховатости, воздухопровод работает как гидравлически шероховатый (участок 5). По данным некоторых исследователей, проводивших испытание труб с естественной шероховатостью, возрастание λ , (на участке 4) не наблю-

дается, а за участком 3 следует участок 4', изображенный на рис. 4 пунктиром.

Наиболее проста и удобна для приближенного расчета гидравлически шероховатых труб формула Шифринсона

$$\lambda = 0,1 \varepsilon^{0,25}.$$

При расчете по этой формуле потерь на трение получается

$$\rho_{mp} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2 = 0,1 \varepsilon^{0,25} \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2 = \frac{0,05 \varepsilon^{0,25} l \gamma}{dg} v^2,$$

т. е.

$$\frac{\rho_{mp}}{\rho_{m p_1}} = \left(\frac{v}{v_1} \right)^2.$$

Гидравлически шероховатые воздухопроводы можно также рассчитывать по формулам:

Никурадзе

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \lg \frac{1}{\varepsilon} \right)^2},$$

Шевелева

$$\lambda = \frac{0,021}{d^{0,3}},$$

Мурина

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \lg \frac{1}{\varepsilon} \right)^2}$$

и др.

Весьма интересна универсальная формула Альтшуля, пригодная для расчета как гидравлически гладких, так и шероховатых труб.

$$\lambda = 0,1 \left(\varepsilon + \frac{100}{Re} \right)^{0,25}.$$

При малых значениях Re влияние шероховатости делается незначительным (член $\varepsilon \rightarrow 0$) и потому

$$\lambda = 0,1 \left(\frac{100}{Re} \right)^{0,25} = 0,316 Re^{-0,25},$$

т. е. получаем формулу Блазиуса, как известно, пригодную для расчета гидравлически гладких воздухопроводов.

При больших значениях Re значение

$$\frac{100}{Re} \rightarrow 0 \text{ и } \lambda = 0,1 \varepsilon^{0,25},$$

т. е. получаем формулу Шифринсона, которой можно пользоваться для расчета гидравлически шероховатых воздухопроводов.

В ориентировочных расчетах можно приближенно принимать $\lambda \approx 0,02$.

ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЯХ

7. Коэффициенты местного сопротивления

Фасонные части воздухопроводов и вентиляционное оборудование, в которых потери давления возникают при изменении скорости или направления движения потока, принято называть местными сопротивлениями.

Коэффициентом местного сопротивления называется отношение потери давления в данном местном сопротивлении к динамическому давлению в выбранном сечении

$$\zeta = \frac{p_{mc}}{\frac{\gamma}{2g} v^2}.$$

Если в данном элементе воздухопровода имеются также потери давления на трение, то они, как правило, исключаются, т. е.

$$\zeta = \frac{p_{mc} - p_{тр}}{\frac{\gamma}{2g} v^2}.$$

Динамическое давление, к которому относят потерю в местном сопротивлении, принимается для неменяющихся или наиболее суженных поперечных сечений, но с обязательным указанием выбранного места (на схемах в этом сечении обычно ставится стрелка). Удобнее всего такое сечение выбирать в месте соединения местного сопротивления с питающим воздухопроводом.

На практике при составлении таблиц и проведении расчетов значения коэффициентов большинства местных сопротивлений считают не зависящими от числа Re , т. е. от геометрического масштаба, скорости и состояния воздуха, хотя в действительности такая зависимость существует при $Re < 100\,000 - 200\,000$. Также пренебрегают зависимостью ζ от состояния внутренней поверхности стенок, т. е. от степени шероховатости.

По мнению некоторых исследователей, коэффициенты местных сопротивлений находятся в определенной зависимости от ε и Re , так же как и коэффициенты трения, т. е. предполагается связь:

$$\zeta = f(\lambda).$$

Однако такое влияние на практике в большинстве случаев не учитывается, поскольку оно зависит от предела точности коэффициентов местных сопротивлений, определяемых в настоящее время преимущественно опытным путем. Существенное влияние на значения коэффициентов местных сопротивлений может оказать состояние входящего потока, обусловливаемое режимом течения, формой входа, расположением в непосредственной близости других местных сопротивлений и т. д. Значения коэффициентов местного сопротивления, приводимые ниже, обычно соответствуют наличию на входе равномерного (прямоугольного) поля скоростей.

Ниже рассматриваются по группам различные виды местных сопротивлений, связанные со входом потока в воздухопровод, изменением величины и направления его скорости, слиянием и разделением потоков, движением их через равномерно распределенные по сечению препятствия и, наконец, выходом из воздухопровода.

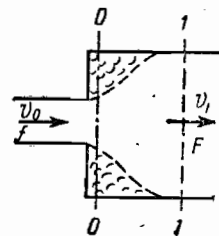


Рис. 5. Внезапное расширение потока

8. Потери давления на удар

В большинстве местных сопротивлений в том или другом сечении скорость потока уменьшается. Особенно характерно это для случая внезапного расширения движущегося потока (рис. 5), когда он не сразу заполняет расширенное сечение, образуя вихревую область. На ее образование расходуется значительное давление, называемое потерей давления на удар (по аналогии с ударом неупругих тел).

Потерю давления на удар при внезапном расширении потока можно определить аналитическим путем.

Напишем для двух выбранных сечений 0—0 и 1—1 (см. рис. 5) уравнение Д. Бернулли

$$p_{cm_0} + \frac{\gamma}{2g} v_0^2 = p_{cm_1} + \frac{\gamma}{2g} v_1^2 + p,$$

из которого определим потерю давления между этими двумя сечениями:

$$p = \frac{\gamma}{2g} (v_0^2 - v_1^2) - (p_{cm_1} - p_{cm_0}).$$

Применительно к объему, заключенному между этими же двумя сечениями, напишем уравнение импульса сил

$$(p_{cm_1} - p_{cm_0})F = m(v_0 - v_1),$$

где

$$m = \frac{\gamma}{g} F v_1$$

Тогда

$$(p_{cm} - p_{cm0}) = \frac{\gamma}{g} v_1 (v_0 - v_1),$$

а после подстановки правой части в преобразованное уравнение Д. Бернулли получим

$$p = \frac{\gamma}{2g} (v_0^2 - v_1^2) - \frac{\gamma}{g} v_1 (v_0 - v_1),$$

откуда после упрощений формула примет следующий вид

$$p = \frac{\gamma}{2g} (v_0 - v_1)^2,$$

т.е. потеря давления на удар равняется динамическому давлению потерянной скорости.

Коэффициент местного сопротивления на удар при внезапном расширении потока (относя его к динамическому давлению в узком сечении)

$$\zeta = \frac{\frac{\gamma}{2g} (v_0 - v_1)^2}{\frac{\gamma}{2g} v_0^2} = \left(1 - \frac{v_1}{v_0}\right)^2 = \left(1 - \frac{\frac{Q}{F}}{\frac{Q}{f}}\right)^2 = \left(1 - \frac{f}{F}\right)^2,$$

где: f — площадь узкого поперечного сечения;

F — площадь широкого поперечного сечения.

Для случая выхода воздуха в свободное пространство $F = \infty$ и $\zeta = 1$.

В более общем случае, когда уменьшение скорости происходит без внезапного ее изменения

$$\zeta = k_{cm} \left(1 - \frac{f}{F}\right)^2,$$

где k_{cm} — коэффициент смягчения, определяемый для каждого соответствующего случая опытным путем.

9. Потери давления на вход

Для начала рассмотрим простейший случай входа потока в прямую трубу с острой кромкой (рис. 6).

Поток обтекает входную кромку, причем за счет возникающих при повороте центробежных сил он отрывается от стенок трубы, что влечет за собой поджатие потока и дальнейшее расширение, связанное с потерей давления на удар.

Наибольшее поджатие потока наблюдается примерно на расстоянии 0,4 диаметра от входа, а поток вновь заполняет все сечение на расстоянии около 4 диаметров.

Определим аналитическим путем потерю давления на вход в прямую трубу с острой кромкой, взяв общий случай, когда она рас-

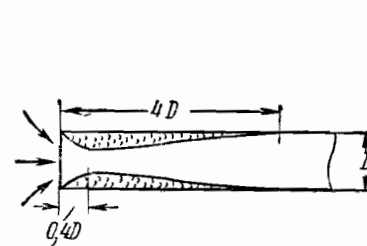


Рис. 6. Вход потока в прямую трубу с острой кромкой

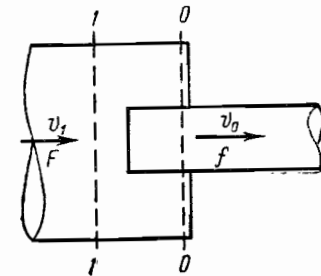


Рис. 7. Вход потока из камеры в прямую трубу с острой кромкой

положена в камере большого поперечного сечения. Напишем для двух выбранных сечений (рис. 7) уравнения Д. Бернулли

$$p_{cm1} + \frac{\gamma}{2g} v_1^2 = p_{cm0} + \frac{\gamma}{2g} v_0^2 + p,$$

из которого определяем потерю давления между ними

$$p = (p_{cm1} - p_{cm0}) + \frac{\gamma}{2g} v_1^2 - \frac{\gamma}{2g} v_0^2.$$

Для объема, заключенного между этими же двумя сечениями, напишем уравнение импульса сил

$$p_{cm1} F - p_{cm0} f - p_1 (F - f) = m (v_0 - v_1),$$

где p_1 — давление у торцевой стенки камеры и

$$m = \frac{\gamma}{g} f v_0.$$

У торцевой стенки камеры происходит полное торможение потока, вследствие чего давление здесь будет равно

$$p_1 = p_{cm1} + \frac{\gamma}{2g} v_1^2.$$

После подстановок и преобразований из уравнения импульса следует

$$p_{cm1} - p_{cm0} = \frac{\gamma}{g} v_0^2 - \frac{\gamma}{2g} v_1^2 - \frac{\gamma}{2g} v_0 v_1.$$

В результате подстановки правой части в уравнение потери давления на вход получим

$$p = \left(\frac{\gamma}{g} v_0^2 - \frac{\gamma}{2g} v_1^2 - \frac{\gamma}{2g} v_0 v_1 \right) + \left(\frac{\gamma}{2g} v_1^2 - \frac{\gamma}{2g} v_0^2 \right),$$

откуда после упрощения формула примет вид

$$\rho = \frac{\gamma}{2g} v_0 (v_0 - v_1).$$

Коэффициент местного сопротивления на вход в прямую трубу с острой кромкой (относя его к сечению трубы)

$$\zeta = \frac{\frac{\gamma}{2g} v_0 (v_0 - v_1)}{\frac{\gamma}{2g} v_0^2} = 1 - \frac{v_1}{v_0} = 1 - \frac{f}{F},$$

где f — площадь поперечного сечения трубы;

F — площадь поперечного сечения камеры.

При бесконечно большом поперечном сечении камеры ($F = \infty$), что соответствует свободному входу из атмосферы, $\zeta = 1$.

В общем случае, когда поток входит в трубу, не обладающую острыми кромками

$$\zeta = k_{сж} \left(1 - \frac{f}{F} \right),$$

где $k_{сж}$ — коэффициент смягчения, определяемый для соответствующего случая опытным путем.

При входе потока из свободного пространства в трубу, заделанную заподлицо в стенку, как показали опыты

$$\zeta = 0,5 \quad \text{и} \quad k_{сж} = \frac{\zeta}{1 - \frac{f}{F}} = \frac{0,5}{1 - \frac{f}{F}} = 0,5.$$

Коэффициент местного сопротивления на вход также может быть подсчитан в соответствии с потерей на удар при расширении

$$\rho = \frac{\gamma}{2g} (v_c - v_0)^2,$$

где v_c — скорость в поджатом сечении.

Коэффициент сжатия (заполнения) сечения потока

$$\alpha = \frac{f_c}{f} = \frac{v_0}{v_c},$$

а потому

$$\rho = \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{v_0}{\alpha} - v_0 \right)^2 = \frac{\gamma}{2g} v_0^2 \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right)^2$$

и

$$\zeta = \frac{\frac{\gamma}{2g} v_0^2 \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right)^2}{\frac{\gamma}{2g} v_0^2} = \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right)^2.$$

При входе в трубу, заделанную заподлицо в стенку, $k_{сж} = 0,5$ и

$$\zeta = 0,5 \left(1 - \frac{f}{F} \right) = \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right)^2,$$

откуда

$$\alpha = \frac{1}{1 + 0,707 \sqrt{1 - \frac{f}{F}}},$$

а в общем случае

$$\alpha = \frac{1}{1 + \sqrt{k_{сж} \left(1 - \frac{f}{F} \right)}}.$$

Произведенные в ЦАГИ исследования показали, что по полученной формуле коэффициент сжатия можно подсчитать не только для трубы, заделанной заподлицо в стенку (рис. 8, а) но и для более общего случая перетекания потока через отверстие из одного канала в другой (рис. 8, б).

Здесь потеря давления также в основном обуславливается ударом и может быть подсчитана по формуле

$$\rho = \frac{\gamma}{2g} (v_c - v_2)^2,$$

где: v_c — скорость в поджатом сечении, а v_2 — скорость в трубе за отверстием.

Применяя уравнение расхода, преобразуем последнюю формулу:

$$\rho = \frac{\gamma}{2g} \left(v_0 \frac{f}{f_c} - v_0 \frac{f}{f_2} \right)^2 = \frac{\gamma}{2g} v_0^2 \left(\frac{f}{f_c} - \frac{f}{f_2} \right)^2 = \frac{\gamma}{2g} v_0^2 \left(\frac{1}{\alpha} - \frac{f}{f_2} \right)^2,$$

где: f_2 — площадь поперечного сечения трубы в м²;

f — площадь отверстия в м²;

v_0 — скорость в отверстии в м/сек;

α — коэффициент сжатия при истечении через отверстие.

Коэффициент местного сопротивления (по отношению к динамическому давлению в отверстии):

$$\zeta = \frac{\frac{\gamma}{2g} v_0^2 \left(\frac{1}{\alpha} - \frac{f}{f_2} \right)^2}{\frac{\gamma}{2g} v_0^2} = \left(\frac{1}{\alpha} - \frac{f}{f_2} \right)^2.$$

Подставляя сюда ранее вычисленное значение α , получаем после преобразований формулу для определения коэффициента местного сопротивления на вход (перетекание):

$$\zeta = \left(1 + 0,707 \sqrt{1 - \frac{f}{F} - \frac{f}{f_2}} \right)^2.$$

Еще раз отмечаем, что ζ в этой формуле определена по отношению к динамическому давлению в отверстии.

Для случая входа в прямую трубу, заделанную заподлицо в стенку, $f = f_2$, а $F = \infty$, и тогда:

$$\zeta = (1 + 0,707 \sqrt{1 - 0} - 1)^2 = 0,5,$$

что соответствует ранее приведенному значению этого коэффициента.

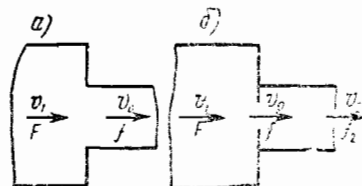


Рис. 8. Перетекание потока из одного канала в другой: а — через трубу, заделанную заподлицо; б — через отверстие

Для случая, когда $F=f$, а $f_2=\infty$, т. е. имеется выход в свободное пространство,

$$\zeta = (1 + 0,707 \sqrt{1-1} - 0)^2 = 1,$$

что также совпадает с ранее найденным значением этого же коэффициента.

Вышеприведенную формулу для различных условий входа можно представить в следующем еще более общем виде:

$$\zeta = \left(1 + \sqrt{k_{с.м} \left(1 - \frac{f}{F}\right) - \frac{f}{f_2}}\right)^2,$$

а после возведения в квадрат

$$\zeta = k_{с.м} \left(1 - \frac{f}{F}\right) + \left(1 - \frac{f}{F}\right)^2 + 2 \sqrt{k_{с.м} \left(1 - \frac{f}{F}\right) \left(1 - \frac{f}{f_2}\right)}.$$

Заметим, что первые два члена правой части формулы нам уже знакомы: первый представляет коэффициент местного сопротивления на вход, а второй — на выход. Что касается третьего члена, то он, если ввести опытный коэффициент τ , может определить условия перетекания через отверстие.

Потери на трение, которые могут возникнуть при большой глубине отверстия, следует учитывать еще одним членом $\left(\lambda \frac{l}{d_0}\right)$, после чего расчетная формула может быть представлена в следующем общем виде:

$$\zeta = k_{с.м} \left(1 - \frac{f}{F}\right) + \left(1 - \frac{f}{F}\right)^2 + \tau^2 \sqrt{k_{с.м} \left(1 - \frac{f}{F}\right) \left(1 - \frac{f}{f_2}\right)} + \lambda \frac{l}{d_0},$$

где: f — площадь отверстия в м^2 ;

F — площадь поперечного сечения трубы до отверстия в м^2 ;

f_2 — площадь поперечного сечения трубы за отверстием в м^2 ;

d_0 — диаметр отверстия в м ;

l — глубина (длина) отверстия в м ;

λ — коэффициент трения;

$k_{с.м}$ — опытный коэффициент смягчения на вход;

τ — опытный коэффициент, учитывающий условия перетекания через отверстие.

Коэффициент местного сопротивления на вход в прямую трубу зависит от относительной толщины входной кромки $\frac{\delta}{d_0}$ и относи-

Таблица 4

$\frac{\delta}{d_0}$	0	0,01	0,05	0,1	0,2	0,5
0	0,5	0,68	0,80	0,86	0,92	1
0,01	0,5	0,57	0,66	0,72	0,78	0,85
0,02	0,5	0,52	0,55	0,60	0,66	0,72
0,03	0,5	0,51	0,52	0,54	0,57	0,61
0,04	0,5	0,51	0,51	0,52	0,52	0,53
0,05	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

тельного расстояния обреза трубы от стенки, в которую она заделана $\frac{b}{d_0}$ (рис. 9).

Значения этого коэффициента приведены в табл. 4.

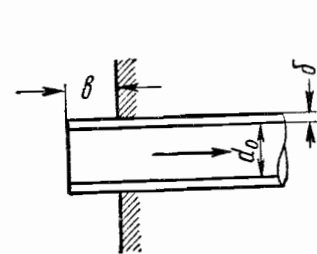


Рис. 9. Вход потока в прямую трубу

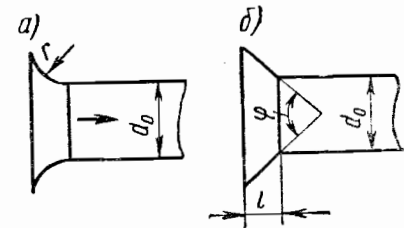


Рис. 10. Коллектор: а — по дуге круга; б — конический

Из табл. 4 следует, что минимальное значение ζ , достигаемое при утолщении входной кромки, равно 0,5. Такое же значение получается при заделке трубы заподлицо со стенкой

$$\frac{b}{d_0} = 0;$$

влияние заделки перестает сказываться при

$$\frac{\delta}{d_0} > 0,05.$$

Значение $\zeta=1$, как уже было ранее показано, получается при $\frac{b}{d_0} \geq 0,5$ и наличии острой кромки, т. е.

$$\frac{\delta}{d_0} = 0$$

Пример. Воздух засасывается через прямую трубу диаметром $d_0 = 100$ мм, выполненную из листовой стали толщиной $\delta = 1$ мм. Труба выпущена за поверхность стены на расстояние $b = 20$ мм.

Определить коэффициент ζ местного сопротивления на вход. Относительная толщина входной кромки:

$$\frac{\delta}{d_0} = \frac{1}{100} = 0,01,$$

а относительное расстояние заделки:

$$\frac{b}{d_0} = \frac{20}{100} = 0,2,$$

чему в табл. 4 соответствует $\zeta = 0,78$.

Потеря давления на вход резко уменьшается в результате устройства коллектора, т. е. при обеспечении плавного входа.

Влияние коллектора обуславливается его формой, качеством выполнения (потери меньше для точеных коллекторов) и наличием заделки в стенку. Для коллектора, профилированного по дуге круга (рис. 10, а), но неточеного или точеного, значения ζ можно принять в зависимости от относительного радиуса дуги $\frac{r}{d_0}$ по табл. 5.

Таблица 5

$\frac{r}{d_0}$	0,02	0,04	0,06	0,08	0,12	0,16	0,2
Без заделки в стенку, неточеный	0,74	0,5	0,32	0,20	0,10	0,06	0,03
Без заделки в стенку, точеный	0,49	0,32	0,21	0,18	0,10	0,06	0,03
С заделкой в стенку, неточеный	0,36	0,26	0,20	0,15	0,09	0,06	0,03

Для точеного коллектора с профилем изнутри по лемнискате (такими коллекторами пользуются при лабораторных исследованиях) $\zeta=0,02$.

Для конического коллектора (воронки, рис. 10, б) значение ζ зависит от угла раскрытия конуса φ , относительной длины $\frac{l}{d_0}$, наличия заделки в стенку и может быть принята по табл. 6, где в числителе указаны значения ζ без заделки в стенку, а в знаменателе — при заделке в стенку.

Таблица 6

Значения коэффициента ζ

$\frac{l}{d_0} \backslash \varphi^\circ$	30	45	60	90	120
0,025	0,90/0,45	0,85/0,40	0,80/0,40	0,70/0,40	0,65/0,45
0,05	0,80/0,35	0,75/0,30	0,65/0,30	0,60/0,35	0,55/0,40
0,075	0,65/0,30	0,55/0,25	0,55/0,25	0,50/0,30	0,45/0,35
0,1	0,55/0,25	0,45/0,20	0,40/0,20	0,40/0,25	0,40/0,30
0,3	0,30/0,15	0,20/0,15	0,20/0,15	0,20/0,20	0,25/0,30
0,5	0,20/0,15	0,15/0,10	0,15/0,15	0,20/0,20	0,25/0,30

Расположение перед трубой экрана (рис. 11) влияет на увеличение коэффициента местного сопротивления, который вычисляется по формуле

$$\zeta = \zeta_1 + \frac{k}{n^2},$$

где ζ — принимается для свободно расположенной трубы (см. табл. 4, 5 и 6);

$n = f_{вх}/f$ — отношение площади входа в трубу к площади трубы (без коллектора $n=1$);

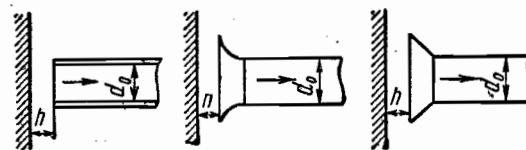


Рис. 11. Расположение экрана перед трубой

k — коэффициент, зависящий от относительного удаления экрана h/d_0 и принимаемый по табл. 7.

Таблица 7

h/d_0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
k	8,0	1,6	0,6	0,4	0,15	0,05	0,00

Роль коллектора может выполнить кольцевое ребро или кольцевой уступ, охватывающий входное отверстие (рис. 12). Возникающий за острыми кромками срывной вихрь способствует плавному втеканию потока в трубу.

По опытам В. И. Ханжонкова минимальный коэффициент сопротивления такого вихревого коллектора $\zeta=0,1$ можно получить для ребра при $l/D_0=0,25$ и $D_1/D_0=1,3$ (см. рис. 12, а), а для уступа при $l/D_0=0,2$ и $D_1/D_0=1,2$ (см. рис. 12, б).

Наличие на входе в прямоугольные каналы угловых стенок (рис. 13, а) способствует некоторому уменьшению потерь на вход, козырьки же (рис. 13, б), наоборот, несколько увеличивают эти потери.

Для приточных шахт различных конструкций (рис. 14) коэффициент местных сопротивлений на вход существенно зави-

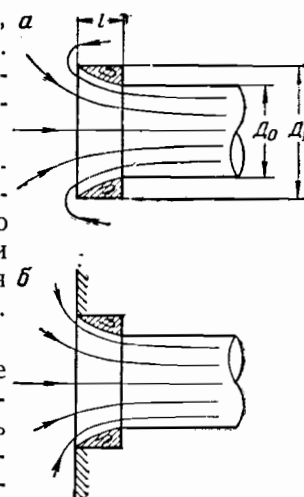


Рис. 12. Вихревой коллектор:
а — с кольцевым ребром;
б — с кольцевым уступом

сит от расстояния между зонтом или рассечкой и обрезом трубы и принимается в зависимости от h/d_0 (табл. 8).

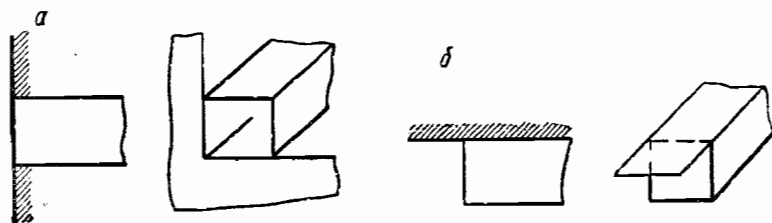


Рис. 13. Расположение на входе:
а — угловых стенок; б — козырьков

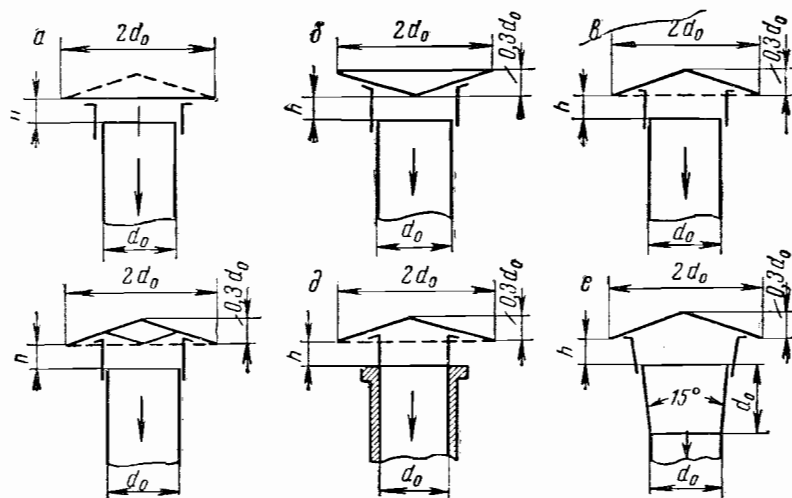


Рис. 14. Шахты

Таблица 8

Тип (см. рис. 14)	Типы шахт	Относительное удаление зонта или экрана h/d_0									
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
а	С плоским экраном	—	4,4	2,2	1,6	1,4	1,2	1,15	1,1	1,06	1,06
б	С рассечкой	—	48,0	6,4	2,7	1,7	1,5	1,3	1,2	1,1	1,06
в	С зонтом	2,6	1,8	1,5	1,4	1,3	1,2	1,15	1,1	1,06	1,06
г	С зонтом и рассечкой	2,9	1,9	1,6	1,4	1,3	1,2	1,15	1,1	1,06	1,06
д	С зонтом при утолщенной входной кромке	2,1	1,3	0,95	0,85	0,75	0,70	0,65	0,63	0,60	0,60
е	С диффузором и зонтом	1,3	0,77	0,60	0,48	0,40	0,30	0,29	0,28	0,25	0,25

Из табл. 8 следует, что применение рассечек не приводит к уменьшению потерь давления, но усложняет конструкцию коллектора; из этой таблицы также видно, что в целях уменьшения потерь давления не следует принимать $h/d_0 > 0,4$ во избежание существенного усложнения конструкции. Наиболее целесообразна конструкция приточной шахты с коническим участком на входе (рис. 14, е), отличающаяся минимальным коэффициентом местного сопротивления $\zeta = 0,48$

(при $h/d_0 = 0,4$).

Потери на вход при $Re > 25\,000$ (по отношению к диаметру отверстий) и при наличии шайбы или плоской решетки (рис. 15, а и б)

$$\zeta = (1,707 - f/F)^2 (F/f)^{2*},$$

где F — площадь поперечного сечения трубы, в m^2 (по отношению к динамическому давлению в этом сечении и вычисляется ζ);
 f — площадь отверстия в m^2 .

Для неподвижных жалюзиных решеток (рис. 16) коэффициент местного сопротивления, отнесенный к динамическому давлению в трубе, равен

$$\zeta = [0,5 + k(1 - f/F)^2] (f/F)^2,$$

где для скошенных жалюзиных каналов $k=2$ (рис. 3, а), а для прямых $k=1,3$ (рис. 16, б).

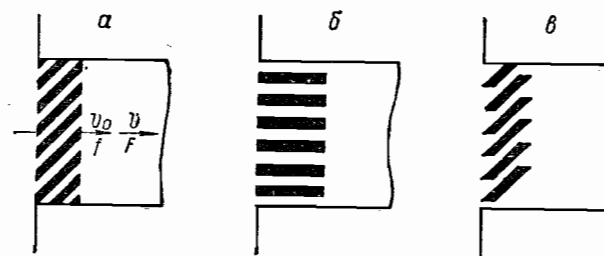


Рис. 16. Неподвижные жалюзиные решетки:
а — со скошенными каналами б — с прямыми каналами;
в — со срезанными кромками перьев

* Эта и последующие аналогичные формулы получены путем преобразования для местных условий вышеприведенной общей формулы (см стр. 26)

При горизонтальном срезе входных кромок жалюзийных перьев сопротивление на вход снижается почти на 40% (рис. 16, в).

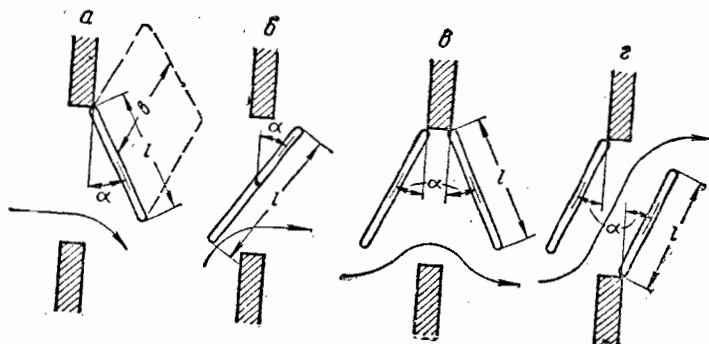


Рис. 17. Створки:
а — одинарная верхнеподвесная; б — одинарная среднеподвесная; в — двойная верхнеподвесная; г — двойная нижне- и верхнеподвесная

Для створок различных типов (рис. 17) коэффициенты местных сопротивлений на входе в зависимости от отношения длины створки к ширине (l/b) и от угла раскрытия (α°) принимаются в табл. 9.

Таблица 9

Тип (рис. 17)	Типы створок	l/b \ α°	15	20	25	30	45	60	90
а	Одинарная верхнеподвесная	1	11	6,3	4,5	4,0	3,0	2,5	2,0
		2	17	12	8,5	6,9	4,0	3,1	2,5
б	Одинарная среднеподвесная	1	46	26	16	11	5,0	3,0	2,0
		2	59	35	21	14	5,0	3,0	2,4
в	Двойная верхнеподвесная	1	14	9,0	6,0	4,9	3,8	3,0	2,4
		2	31	21	14	9,8	5,2	3,5	2,4
г	Двойная нижне- и верхнеподвесная	1	19	13	8,5	6,3	3,8	3,0	2,4
		2	44	24	15	11	6	4	2,8
		3	59	36	24	17	8,6	5,7	2,8

10. Потери давления при изменении величины скорости потока

К этой группе местных сопротивлений относят потери давления при перетекании воздуха через всякого рода отверстия, а также при плавном изменении скоростей в диффузорах и конфузорах.

Выше уже была выведена в общем виде формула, пригодная для определения потерь давления при перетекании через отверстие (см. рис. 8, б и стр. 25—26).

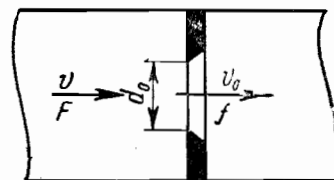


Рис. 18. Диафрагма

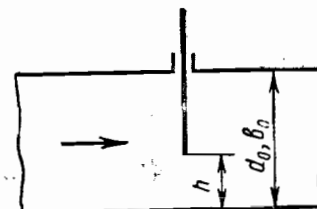


Рис. 19. Задвижка

Наибольший практический интерес здесь представляет определение коэффициента местного сопротивления при перетекании через расположенные в трубопроводе неизменного поперечного сечения отверстия с краями, срезанными по потоку, — диафрагмы (рис. 18).

Диафрагмы применяются при регулировке воздухопроводов в качестве дополнительных сопротивлений, а также измерительных устройств.

Коэффициент местного сопротивления диафрагмы (по отношению к динамическому давлению в трубе) при $Re > 250\,000$.

$$\zeta = \left(1 + 0,707 \sqrt{1 - \frac{f}{F} - \frac{f}{F}}\right)^2 \left(\frac{F}{f}\right).$$

Значения ζ в зависимости от f/F в соответствии с формулой можно определить в табл. 10*.

Таблица 10

f/F	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45
ζ	1075	246	100	51	30	18	12	8	6
f/F	0,5	0,55	0,6	0,65	0,70	0,75	0,8	0,9	1
ζ	4	2,8	2	1,4	0,96	0,65	0,32	0,13	0

* Пример расчета диафрагмы см. на стр. 194.

Потери давления в регулирующих или запорных устройствах воздухопроводов — задвижках и дроссельных клапанах — аналогичны потерям на проход. Помимо внезапных сужений и расширений потока, здесь происходят повороты и обходы его.

Коэффициенты местного сопротивления задвижки (рис. 19), отнесенные к динамическому давлению в трубах, в зависимости от формы и относительной высоты прохода h/d_0 или h/b_0 , следует принимать по табл. 11.

Таблица 11

$h/d_0, h/b_0$	0	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Прямуюгловая задвижка	∞	44,5	17,8	8,1	4,0	2,1	0,95	0,39	0,1	0
Круглая задвижка	∞	35	10	4,6	2,1	0,98	0,44	0,17	0,06	0

Коэффициенты местного сопротивления дроссель-клапана (рис. 20), отнесенные к динамическому давлению в трубах, в зависимости от формы и угла открытия клапана α следует принимать по табл. 12

Таблица 12

α°	5	10	15	20	25	30	40	50	60	65	70	90
Прямуюгловый клапан	0,28	0,15	0,77	1,34	2,16	3,54	9,3	24,9	77,4	158	368	∞
Круглый клапан	0,24	0,52	0,90	1,54	2,50	3,90	10,8	32,6	118	256	751	∞

Диффузоры, т. е. плавно расширяющиеся по направлению движения потока участки трубы (рис. 21), устанавливаются в случае

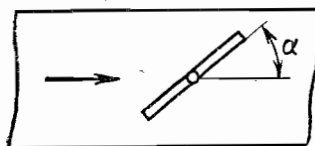


Рис. 20. Дроссель-клапан

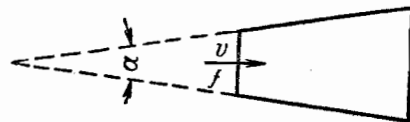


Рис. 21. Диффузор

необходимости снизить скорость потока с наименьшими потерями. Особенно выгодна установка диффузоров в местах выпуска потока

в атмосферу, так как при снижении скорости потока уменьшается потеря на выход. В диффузоре потери скорости происходят из-за отрыва потока от стенок и образования вихрей в результате наличия значительного продольного градиента давления, вызванного нарастанием по длине статического давления (за счет уменьшения скорости).

Отрыв потока от стенок, как показали опыты, начинается при центральных углах расширения диффузора более $6-10^\circ$. Если угол расширения превышает 40° , преобразования скоростей не наблюдаются и потери в диффузоре даже превосходят потери при внезапном расширении потока. Поэтому при углах раскрытия больше 40° выгоднее вместо диффузора создавать конструкцию, обеспечивающую внезапное расширение.

Потерю давления в диффузоре можно рассматривать как потерю на удар с некоторым уменьшением (смягчением), вследствие чего коэффициент местного сопротивления диффузора, отнесенный к динамическому давлению воздуха в узкой части, равен

$$\zeta = k_{см} \left(1 - \frac{f}{F}\right)^2,$$

где f — площадь узкого сечения в m^2 ;

F — площадь широкого сечения в m^2 ;

$k_{см}$ — коэффициент смягчения или коэффициент полноты удара, зависящий от угла раскрытия диффузора, типа его и состояния потока перед входом в диффузор.

Для диффузора с равномерным распределением скоростей на входе и угле раскрытия α не более 40° по приближенной формуле

$$k_{см} \approx m \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}},$$

где m — константа (для конического диффузора равная 3,2).

При расчете воздухопроводов потери на трение в диффузоре обычно определяют в соответствии с его длиной и параметрами питающего участка (диаметром и скоростью).

Значения $k_{см}$ для конических диффузоров в зависимости от угла раскрытия α (в предположении равномерного распределения скоростей на входе и без учета потерь на трение) могут быть приняты по табл. 13.

Таблица 13

α°	4	6	8	10	12	14	16	20	24	30	40	60	90
$k_{см}$	0,05	0,08	0,11	0,15	0,18	0,23	0,27	0,36	0,47	0,63	0,92	1,15	1,10

Для прямоугольных диффузоров потери давления несколько выше, чем для конических диффузоров при тех же углах раскрытия и отношениях поперечных сечений. Это, в частности, объясняется наличием углов, являющихся причиной более раннего и интенсивного образования вихрей.

Для прямоугольных диффузоров с одинаковыми углами раскрытия в обеих плоскостях $m=6,2$ и значения $k_{см}$ в зависимости от угла раскрытия α (в предположении равномерного распределения скоростей на выходе и без учета потерь на трение) могут быть приняты по табл. 14.

Таблица 14

α°	4	6	8	10	12	14	16	20	24	30	90
$k_{см}$	0,05	0,09	0,15	0,25	0,35	0,46	0,57	0,77	0,92	0,96	1,10

Для плоских диффузоров (с раскрытием в одной плоскости) можно пользоваться табл. 13, составленной применительно к коническим диффузорам.

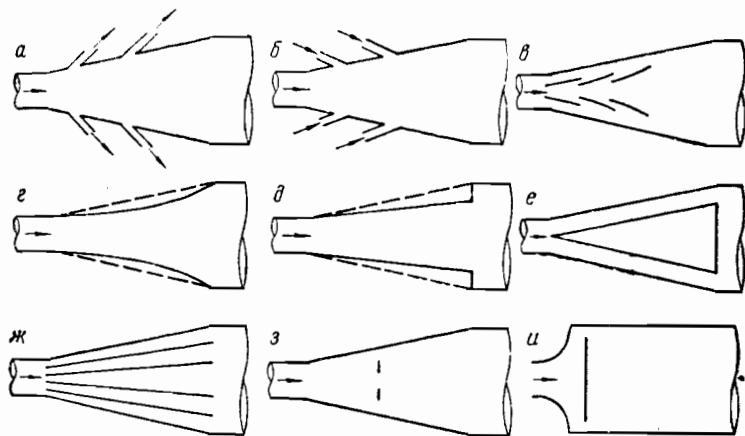


Рис. 22. Способы уменьшения потерь в диффузорах:
а — отсос пограничного слоя; б — сдув пограничного слоя; в — направляющие лопатки; г — криволинейный диффузор; д — ступенчатый диффузор; е — кольцевой диффузор; ж — диффузор с разделительными коническими вставками; з — диффузор с отклоняющей пластиной; и — экранный диффузор

Существенное влияние на потерю давления в диффузоре оказывает состояние входящего потока. При неравномерности скоростей на входе давление уменьшается, особенно у диффузоров с углами раскрытия до 25—30°.

Работу коротких диффузоров с большими углами раскрытия (используемых иногда из-за стесненных габаритных условий) можно улучшить путем обеспечения более плавного движения потока и предотвращения отрыва вихрей от стенок.

Для этой цели (рис. 22) можно применить отсос или сдув пограничного слоя, направляющие лопатки, разделительные вставки и отклоняющие пластины. Диффузоры можно изготовить криволинейные ступенчатые, кольцевые или экранные.

Весьма проста конструкция ступенчатого диффузора: потери в нем складываются из потерь при плавном незначительном расширении и потерь на удар при сниженной скорости. Поэтому общая

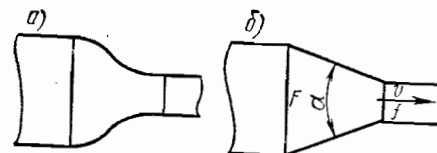


Рис. 23. Конфузоры:
а — криволинейный; б — прямолинейный

потеря давления обычно получается меньше, чем в прямолинейном диффузоре с большим углом раскрытия. Так, для прямолинейного диффузора с углом раскрытия в 40° коэффициент местного сопротивления вдвое больший, чем для ступенчатого диффузора той же длины при одинаковом отношении площадей. Наиболее компактны экранные диффузоры, в которых поток растекается и снижает свою скорость при повороте.

В конфузорах, т. е. в плавно сужающихся по направлению движения потока участках всасывающего трубопровода (рис. 23), потери давления намного меньше, чем в аналогичных по размерам диффузорах.

В криволинейных конфузорах потери давления практически сводятся только к потерям на трение.

В прямолинейных конфузорах коэффициент местного сопротивления можно определить по формуле

$$\zeta = k_{см} \left(1 - \frac{f}{F}\right),$$

где f — площадь узкого сечения (по отношению к динамическому давлению в этом сечении и определяется ζ) в м^2 ;

F — площадь широкого сечения в м^2 ;

$k_{см}$ — коэффициент смягчения, который может быть принят в зависимости от угла раскрытия α и относительной длины $\frac{l}{d_0}$ (d_0 — диаметр узкого сечения) из табл. 6 (в этой таблице указаны значения ζ , которые для данного случая принимаются равными $k_{см}$).

11. Потери давления при изменении направления движения потока

Изогнутые элементы воздухопроводов (рис. 24), в которых изменяется направление движения потока, называют коленами, отводами, утками, обходами и пр. Потери давления в таких изогнутых элементах бывают в основном из-за интенсивного вихреобразования в результате отрыва потока от стенок.

Отрыв потока происходит у внутренней стенки за поворотом и у наружной стенки на повороте. Другой причиной потерь давле-

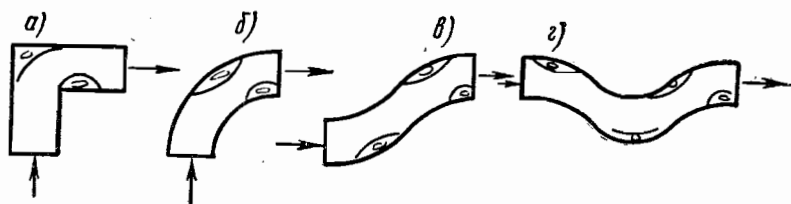


Рис. 24. Изогнутые элементы воздухопроводов: а — колено; б — отвод; в — утка; г — обход

ния являются поперечные парные вихри, возникающие под влиянием центробежных сил.

Из перечисленных выше форм изгиба воздухопровода чаще всего встречается колено, так как отвод представляет собой тоже колено со скругленными кромками, а обход или какой-либо другой соответственным образом изогнутый элемент образуется из нескольких соединенных отводов.

Потеря давления в колене зависит прежде всего от угла поворота, формы поперечного сечения, соотношения площадей сечения до и после поворота, взаимного влияния установленных колен и состояния (шероховатости) стенок.

Для простейшего колена с острыми кромками и квадратным или круглым сечением (рис. 25) коэффициент местного сопротивления, в зависимости от угла поворота α и состояния внутренней поверхности, можно принять из табл. 15.

Таблица 15

α°	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Гладкая $\varepsilon \approx 0$. .	0	0,04	0,10	0,17	0,27	0,30	0,54	0,71	0,89	1,15
Шероховатая $\varepsilon \approx 0,006$. . .	0	0,04	0,10	0,20	0,33	0,50	0,66	0,85	1,06	1,30

Из табл. 15 видно, что по мере увеличения угла поворота, как и следовало ожидать, ζ возрастает, причем в большей степени для шероховатых стенок, чем для гладких.

Для колена в 90° прямоугольного сечения с острыми кромками и расширенным или суженным выходным сечением (рис. 26) коэф-

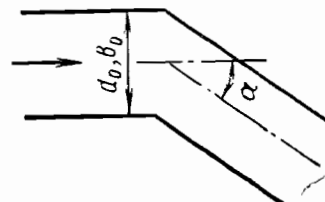


Рис. 25. Колено

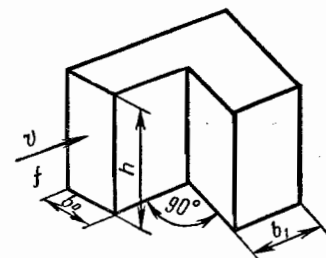


Рис. 26. Колено с изменением площади сечений

фициент местного сопротивления может быть принят по табл. 16.

Из табл. 16 следует, что большая вытянутость поперечного сечения и расширение выходного сечения влияют на уменьшение значения ζ .

Таблица 16

b_1/h_0	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0
h/b_0							
0,25	1,76	1,43	1,24	1,14	1,09	1,03	1,06
1,0	1,70	1,36	1,15	1,02	0,95	0,90	0,84
4,0	1,46	1,10	0,90	0,81	0,76	0,72	0,66
	1,50	1,04	0,79	0,69	0,63	0,60	0,55

Установка одного колена за другим обуславливает увеличение потери давления, и чем ближе они расположены друг от друга (до определенного предела), тем эти потери больше.

Значения коэффициентов местного сопротивления для П-образного колена (180°) квадратного сечения с одинаковыми площадями входа и выхода, в зависимости от относительной длины соединительного участка $\frac{a}{b_0}$ и его относительной ширины $\frac{b_n}{b_0}$ (рис. 27), могут быть приняты по табл. 17.

Потери давления в колене могут быть снижены простейшим и в то же время очень эффективным способом — скруглением внутренней острой кромки или посредством направляющих устройств, установленных внутри колена. Для колена в 90° с неизменным

Таблица 17

a/b_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
b_n/b_0	0,5	7,9	6,9	6,1	5,4	4,7	4,3	4,2	4,3	4,4	4,6
	0,73	4,5	3,6	2,9	2,5	2,4	2,3	2,3	2,3	2,4	2,6
	1,0	3,6	2,5	1,8	1,4	1,3	1,2	1,2	1,3	1,4	1,5
	2,0	3,9	2,4	1,4	1,0	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6

квадратным поперечным сечением (рис. 28) при достижении относительного радиуса закругления внутренней кромки $\frac{r_0}{b}=1-1,5$ (наружная кромка может не скругляться) коэффициент местного сопротивления с 1,15 (гладкие стенки — см. табл. 14) снижается до 0,18—0,20.

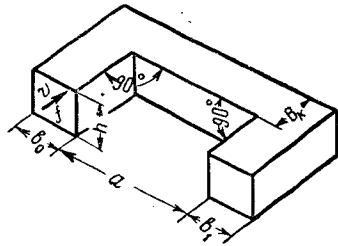


Рис. 27. П-образное колено

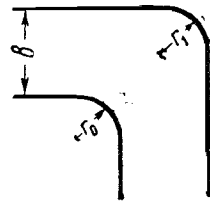


Рис. 28. Колено с округленными кромками

При дальнейшем увеличении радиуса закругления давление начинает снова несколько уменьшаться, что объясняется существенным увеличением площади поперечного сечения в месте изгиба.

Что касается внешней кромки, то ее скругление при сохранении острой внутренней кромки не приводит к сколько-нибудь заметному возрастанию давления, а слишком большое скругление вызывает даже некоторое увеличение потерь за счет поджатия поперечного сечения в месте изгиба. При одновременном скруглении обеих кромок, т. е. при превращении колена в отвод, минимальные потери давления соответствуют случаю, когда $\frac{r_1}{b} = \frac{r_0}{b} + a$, где

$$a = 0,6 \div 1.$$

Коэффициент местного сопротивления отвода можно определить по формуле:

$$\zeta = 0,73abv,$$

где коэффициент a в зависимости от угла поворота α принимается по табл. 18, коэффициент b , в зависимости от относительного радиуса закругления $\frac{r}{b}$ (здесь радиус закругления r берется по осевой линии), принимается по табл. 19 и коэффициент v , в зависимости от вытянутости поперечного сечения $\frac{h}{b}$ (для круглого отвода $\frac{h}{b}=1$), принимается по табл. 20.

Таблица 18

α°	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
a	0	0,30	0,56	0,77	0,94	0,96	1,16	0,24	1,32	1,40

Таблица 19

r/b	1	2	4	6	8	10
b	0,30	0,20	0,14	0,11	0,10	0,09

Таблица 20

h/b	0,5	1	2	4	6	8
v	1,56	1,02	0,48	0,36	0,34	0,33

Потери давления в колене и отводе можно снизить путем установки в сечении изгиба направляющих лопаток, которые отклоняют поток и предотвращают образование вихрей.

Направляющие лопатки (рис. 29) в коленах бывают профилированные, тонкие и в виде концентрических перегородок. Выбор числа лопаток, их профиля, угла установки и длины хорды, а также расстояние между лопатками имеют существенное значение, так как неправильное определение этих параметров приведет не к уменьшению, а наоборот, к увеличению потерь давления. Поэтому в ответственных случаях необходима регулировка.

В первом приближении число лопаток в колене определяется по формуле:

$$n \cong \frac{b}{r},$$

где $\frac{b}{r}$ — обратная величина относительного радиуса закругления внутренней кромки.

Предпочтительнее выбирать профилированные лопатки, устанавливая их тупой кромкой навстречу потоку. Угол установки

(см. рис. 29) рекомендуется принимать в пределах 45—50°. Длину хорды можно определить из соотношения

$$t = 1,4r,$$

где r — радиус закругления внутренней кромки.

Лопатки следует располагать более часто у внутренней кромки, где образуется наибольший вихрь. Расстояние между ними должно

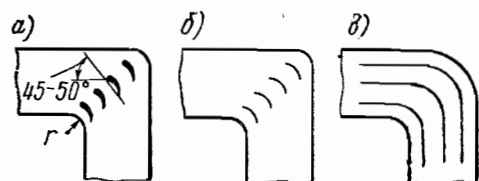


Рис. 29. Направляющие лопатки:
а — профилированные, б — тонкие, в — концентрические

быть не менее 0,5 r . В коленах или отводах устанавливают 3—4 концентрических перегородки. Они расчлняют канал на ряд мелких отводов с большой степенью вытянутости поперечного сечения, что и приводит к уменьшению потерь давления (см. табл. 16).

Правильно установленные направляющие лопатки могут уменьшить потери давления в колене или отвода в 3—4 раза.

12. Потери давления при слиянии и разделении потоков в тройниках

Фасонные части воздухопроводов, в которых происходит слияние или разделение двух потоков (рис. 30, а), называются тройниками. Тройники с симметричным расположением ответвлений (рис. 30, б)



Рис. 30. Тройники:
а — несимметричный; б — штанообразный

называют штанообразными. Слияние или разделение трех потоков происходит в крестовинах. Встречаются фасонные части, в которых происходит слияние и разделение и большего числа потоков.

Тройники бывают с круглым и прямоугольным поперечным сечением. Ответвление и проходной патрубок могут быть цилиндрической и конической формы.

Геометрически каждый тройник характеризуется углом примыкания ответвления и отношением площадей поперечных сечений ответвления и прохода к сборной площади, т. е.

$$\alpha_0, \frac{f_6}{f}, \frac{f_n}{f}.$$

Потери давления в тройнике возникают за счет вихреобразования при изменении скоростей сливающихся или разделяющихся потоков, а также за счет изменения направления движения в ответвлении.

В одном и том же тройнике при работе на вытяжку обычно потери давления больше, чем при тех же расходах и работе на при-

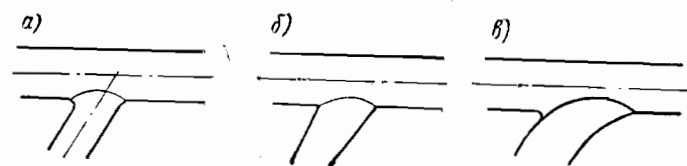


Рис. 31. Улучшенный тройник:

а — со скругленной кромкой; б — с коническим ответвлением; в — с отводом

ток, так как добавляется потеря давления при турбулентном перемешивании сливающихся потоков.

Соппротивление тройника может быть заметно уменьшено, если кромки стыка бокового ответвления несколько скруглить (рис. 31, а), выполнить ответвление в виде конуса (рис. 31, б) или, что особенно существенно, в виде плавного отвода (рис. 31, в). Коэффициенты местных сопротивлений тройников даются на ответвление ζ_6 и на проход ζ_n . Проходным, в отличие от сборного, считается сечение с меньшим расходом (в вытяжных тройниках — до слияния потоков, а в приточных — после разделения). Коэффициенты местных сопротивлений тройников могут иметь отрицательный знак, что обусловливается эжекцией.

Для цилиндрических тройников, у которых $f_6 + f_n = f$ — приближенные значения коэффициентов местных сопротивлений, отнесенные к скорости в сборном патрубке, в зависимости от

$$\alpha_0, \frac{f_6}{f} \text{ или } \frac{f_n}{f}, \frac{Q_6}{Q} \text{ или } \frac{Q_n}{Q} \text{ и } \frac{v_6}{v} \text{ или } \frac{v_n}{v}$$

можно принимать по табл. 21.

Таблица 21

α°	$Q_{\delta, n}/Q$ $f_{\delta, n}/f$	Вытяжные тройники									
		ответвление ζ_{δ}					проход ζ_n				
		0,05	0,2	0,4	0,6	0,8	0,05	0,2	0,4	0,6	0,8
15	0,06	-0,20	-9,92	41,0	—	—	0,04	-0,95	-4,60	—	—
	0,10	-0,72	2,80	13,1	29,4	—	0,12	-0,36	-2,50	-6,12	—
	0,20	-1,22	0,02	2,55	6,12	10,7	0,20	0,05	-8,89	-2,63	-5,22
	0,33	-1,71	-0,67	0,42	1,67	2,95	0,45	0,42	-0,08	-1,25	-2,60
	0,50	-2,60	-1,56	-0,40	0,40	0,93	1,39	1,24	0,78	-0,10	-1,08
30	0,06	-0,30	10,1	41,5	—	—	0,04	-0,81	-4,07	—	—
	0,10	-0,76	2,88	13,4	29,7	—	0,08	-0,33	-2,14	-5,40	—
	0,20	-1,22	0,05	2,70	6,48	11,4	0,13	0,06	-0,73	-2,30	-3,59
	0,33	-1,70	-0,72	0,52	1,89	3,30	0,48	0,52	0,07	-0,82	-2,19
	0,50	-2,60	-1,44	-0,36	0,56	1,18	0,40	1,26	0,86	0,15	-0,82
45	0,06	-0,20	10,3	42,4	—	—	0,05	-0,59	-3,21	—	—
	0,10	-0,78	3,00	13,9	31,9	—	0,12	-0,15	-1,55	-3,73	—
	0,20	-1,25	0,12	3,00	7,05	12,4	0,30	0,26	1,33	-1,52	-3,42
	0,33	-1,69	-0,66	0,70	2,24	3,95	0,45	0,50	0,20	-0,50	-1,60
	0,50	-2,60	-1,50	-0,24	0,79	1,60	1,30	1,20	0,90	0,22	-0,68
60	0,06	-0,20	10,6	43,5	—	—	0,05	-0,32	-2,03	—	—
	0,10	-0,68	3,18	14,6	33,1	—	0,09	-0,03	-0,96	-2,75	—
	0,20	-1,19	0,20	3,30	7,80	13,7	0,14	0,20	-0,14	-0,95	-2,20
	0,33	-1,69	-0,67	0,91	2,73	4,70	0,41	0,49	0,34	-0,10	-0,85
	0,50	-2,60	-1,38	-0,02	1,18	2,20	1,25	1,17	0,90	0,48	-0,05
90	0,06	-0,20	11,2	46,2	—	—	0,08	—	—	—	—
	0,10	-0,75	3,58	16,2	36,7	—	0,10	—	—	—	—
	0,20	-1,10	0,50	4,40	9,70	17,0	0,18	0,34	—	—	—
	0,33	-1,50	-0,45	1,59	4,05	6,98	0,52	0,66	0,62	—	—
	0,50	-2,35	-1,15	0,42	2,05	3,65	1,06	1,25	1,22	0,88	—

α	$v_{\delta, n}/v$	Приточные тройники									
		ответвление ζ_{δ}					проход ζ_n				
		0,2	0,4	0,8	0,6	2,0	0,2	0,4	0,8	1,6	2,0
15		0,65	0,38	0,06	0,35	0,98					
30		0,69	0,44	0,16	0,37	0,89					
45		0,74	0,54	0,28	0,38	0,73	0,64	0,36	-0,04	-0,30	-3,20
60		0,82	0,66	0,43	0,33	0,44		-0,40	-0,16	-1,40	-4,00
90		1,00	1,00	1,00	1,00	1,00					

При монтаже вентиляционных систем широко применяются тройники, изготавливаемые трестом «Промвентиляция» по нормали

ТЧ 102-56
МСПМ × n (рис. 32).

Диаметры таких тройников принимаются стандартные (см. стр. 69), угол между осями ствола и ответвления α при $d < 440$ мм принимается 30° , а при больших диаметрах — 45° .

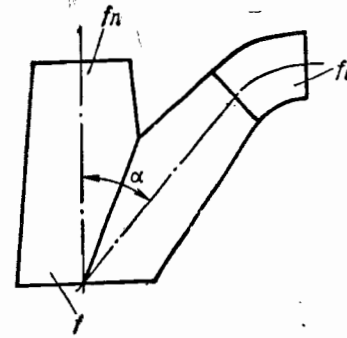


Рис. 32. Нормализованный тройник

Тройники имеют конические стаканы, ответвление снабжается полуотводом с радиусом закругления $1,5 d_\delta$.

ВНИИГСом эти нормализованные тройники были испытаны на режиме нагнетания (приточные), причем влияние α практически не сказалось.

Полученные коэффициенты местных сопротивлений на проход ζ_n и на ответвление ζ_δ (см. табл. 22) отнесены к динамическому давлению в сборном сечении (f), причем учтены потери давления в полуотводе и везде на трение.

Таблица 22

$Q_{\delta, n}/Q$		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
ζ_n	$f_{\delta, n}/f$	0,8	0,28	0,18	0,10	0,06	0,03	0,04	0,10
		0,6	0,62	0,44	0,29	0,18	0,10	0,06	0,12
ζ_δ		0,4	1,57	1,20	0,82	0,55	0,36	0,19	0,08
		0,2	—	—	—	2,45	1,60	0,94	0,23
ζ_δ		0,8	0,90	0,80	0,70	0,60	0,50	0,45	0,55
		0,6	0,77	0,65	0,52	0,45	0,45	0,55	0,95
		0,4	0,70	0,60	0,47	0,50	0,70	1,00	1,80
		0,2	0,50	0,55	0,95	1,70	2,45	—	—

13. Потери давления в препятствиях, равномерно распределенных по сечению

Под равномерно распределенными по сечению препятствиями подразумеваются решетки, пучки труб, сетки, ткани, слои материала или другие препятствия, равномерно перекрывающие поперечное сечение потока. Здесь в ряде случаев возможны раздробление потока на мелкие струйки и образование ламинарного режима течения, когда потери не пропорциональны квадратам скоростей. В связи с этим для одних и тех же местных сопротивлений могут быть рекомендованы в зависимости от Re различные значения коэффициентов.

Для плоской решетки из перфорированного листа или из полосок (рис. 33) при $Re > 250\,000$ (по отношению к размеру ячейки и скорости в ней) коэффициенты местных сопротивлений по отно-

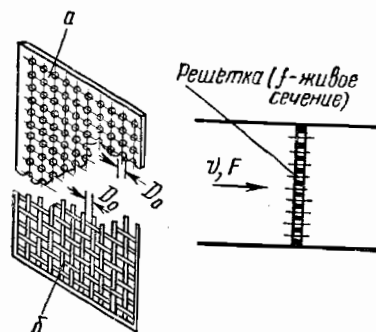


Рис. 33. Решетки:
а — из перфорированного листа; б —
из металлических полосок

шению к динамическому давлению в питающей трубе могут быть вычислены по ранее приведенной формуле для диафрагм (см. стр. 33).

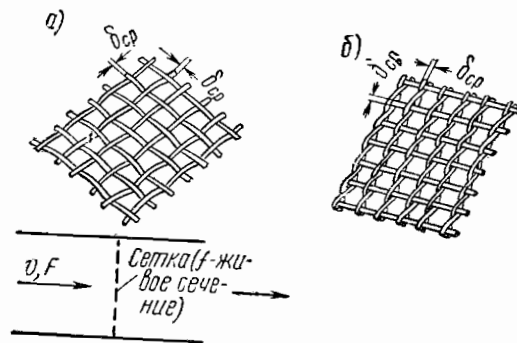


Рис. 34. Сетки:
а — проволочные; б — нитяные

Для сетки (рис. 34), сплетенной из крупной металлической проволоки или из шелковых тканей, при $Re > A$ (по отношению к скорости в питающей трубе и толщине проволоки или нити), где для проволоки $A = 400$, а для нити $A = 150$, коэффициенты местных сопротивлений вычисляют по формуле

$$\zeta = B \left(1 - \frac{f}{F} \right) + \left(\frac{F}{f} - 1 \right)^2$$

(здесь для проволоки $B = 1,3$, а для нити $B = 1$). Значения этих же коэффициентов могут быть приняты из табл. 23, в зависимости от отношения живого сечения сетки к площади поперечного сечения питающей трубы f/F .

Таблица 23

f/F	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ζ Проволока . . .	82	17	6,4	3,0	1,65	0,97	0,58	0,32	0,14	0
Нити	83	17,7	7	3,5	2,05	1,28	0,81	0,48	0,22	0

При $Re < A$:

$$\zeta_1 = \zeta k,$$

где k в зависимости от Re принимается по табл. 24.

Таблица 24

Re	50	100	150	200	300	400
k Проволока . .	1,44	1,24	1,13	1,08	1,03	1,01
Нити	1,11	1,02	1,0	1,0	1,0	1,01

При расположении сеток в несколько рядов ζ увеличивается пропорционально числу последних.

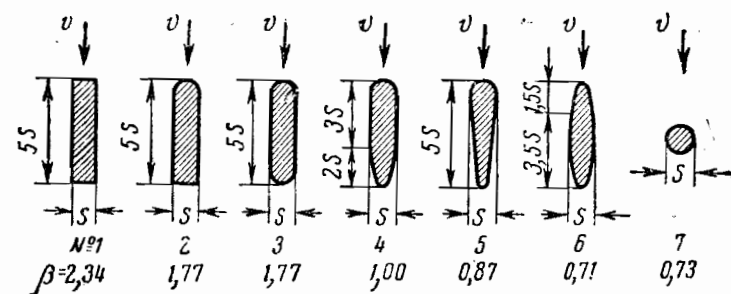


Рис. 35. Форма стержневых решеток

Для стержневой решетки, в зависимости от формы стержней, густоты решетки и угла ее расположения α (см. рис. 36, стержни при этом направляются параллельно потоку), коэффициенты местных сопротивлений по отношению к динамическому давлению в трубе могут быть вычислены по формуле

$$\zeta = \beta k \sin \alpha,$$

где β берется в соответствии с профилем стержней (рис. 35), а k определяется по табл. 25, в зависимости от отношения ширины канала между стержнями к расстоянию между стержнями по осям $\frac{b}{b_0}$ (рис. 36).

Таблица 25

b/b_0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
k	∞	18,7	6,35	3,09	1,72	1,0	0,58	0,32	0,16	0,05	0

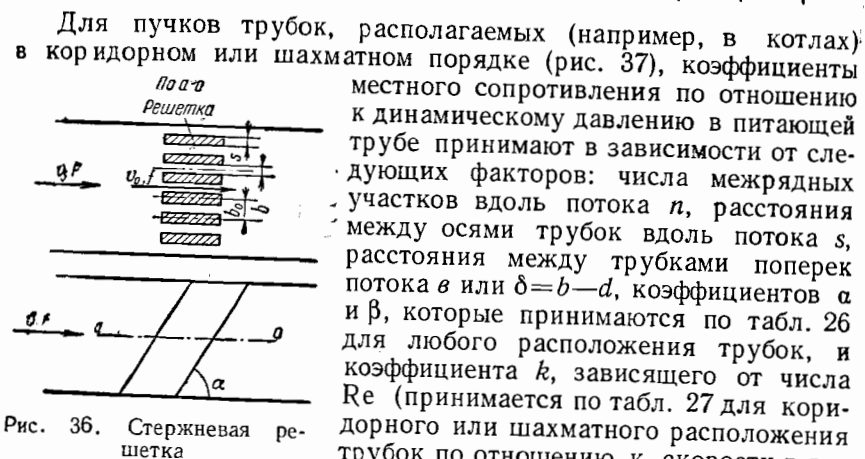


Рис. 36. Стержневая решетка

д). Коэффициент местного сопротивления

$$\xi = \left(n \frac{s}{b} \alpha + \beta \right) k A,$$

где для коридорного пучка трубок $A=1$, а для шахматного

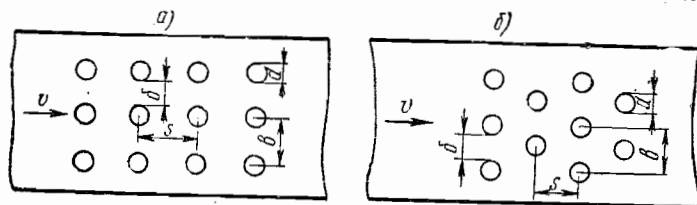


Рис. 37. Пучки трубок:

а — расположенные в коридорном порядке; б — в шахматном порядке

$A=0,7 \div 0,8$. Из этого следует, что для уменьшения потерь давления шахматное расположение пучка трубок выгоднее коридорного.

Таблица 26

s/b	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
α	2,75	0,69	0,30	0,17	0,11	0,08	0,06	0,04	0,03	0,03
β	81	16	5,4	2,2	1,0	0,44	0,18	0,06	0,01	0

Таблица 27

Re	4000	5000	6000	8000	10 000	20 000	30 000	40 000
k								
Коридорный . . .	1,7	1,6	1,55	1,44	1,37	1,18	1,08	1,0
Шахматный . . .	1,4	1,36	1,32	1,26	1,22	1,10	1,05	1,0

Для калориферов потери давления удобнее определять непосредственно в кг/м^2 , а не при помощи коэффициентов местного сопротивления.

Потеря давления в калорифере p кг/м^2 определяется по табл. 28 для разных типов, в зависимости от так называемой весовой скорости, равной произведению скорости в живом сечении на объемный вес протекающего воздуха:

$$v' = v \gamma [\text{кг/м}^3 \cdot \text{сек}].$$

Для тканевых фильтров потери давления также удобнее определять непосредственно, а не при помощи коэффициентов местных сопротивлений.

Таблица 28

Тип калорифера	Сопротивление калориферов по воздуху p кг/м^2 — при весовой скорости v' $\text{кг/м}^3 \cdot \text{сек}$ в живом сечении							
	2	4	6	8	10	12	14	16
КФС КМС-2	0,8	2,4	4,8	7,8	11,5	15,6	20,6	25,8
КФС КМБ-2	0,9	3,0	5,9	9,5	14,0	19,0	25,0	31,5
КФС	1,3	4,7	10,1	16,9	26,2	36,2	48,8	68,8
КФС	1,6	5,7	12,3	20,6	31,9	44,0	59,3	76,4
СТД-3009, Б	1,0	2,2	3,5	4,9	6,5	8,2	9,7	11,5
ПИМ ПИБ	0,7	2,1	4,1	6,6	9,5	12,8	16,5	20,4
ОГС	0,5	1,7	3,3	5,3	7,9	10,9	14,0	17,6
ОГБ	0,7	2,2	4,4	7,1	10,5	14,5	18,7	27,5
ТБ								
10-ПВБ-17	0,7	1,3	2,9	5,0	7,8	11,3	15,5	20,0
10-ВВБ-17								

Потери давления в тканевых фильтрах p кг/м² определяется по табл. 29 для разных типов тканей (незапыленных), в зависимости от так называемой «удельной часовой нагрузки воздуха», отнесенной к расходу в час через 1 м² ткани ($Q' \text{ м}^3/\text{час}/\text{м}^2$).

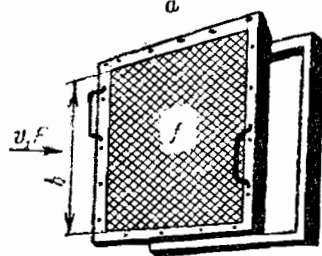


Рис. 38. Фильтр с заполнением кольцами

После некоторого периода эксплуатации ткань становится пыльной и при отсутствии встряхивающих приспособлений ее сопротивление существенно возрастает.

Для фильтров, заполненных на толщину 75 мм кольцами (рис. 38), коэффициенты местного сопротивления по отношению к динамическому давлению в питающей трубе могут быть определены по табл. 30 в зависимости от размера кольца d .

Коэффициент местного сопротивления сухого слоя беспорядочно загруженного материала из тел неправильной формы определяется из формулы

$$\xi = \frac{l}{d} km,$$

где l — толщина слоя в м,

d — средний диаметр тела в мм (см. табл. 31),

$$k = \frac{1,53}{e^{4,2}} \text{ (см. табл. 32),}$$

$$m = \frac{75}{Re} + \frac{15}{\sqrt{Re}} + 1 \text{ (см. табл. 33),}$$

Таблица 29

Q' , в м ³ /час/м ²	200	300	400	500	600	800	1000
Шерстянка «Мельстрога» . . .	1,1	1,5	2,2	2,5	3,3	4,3	5,4
Саржа полушерстяная . . .	2,0	3,2	4,0	5,5	6,8	8,6	11,4
Бязь суровая	1,8	3,0	4,2	5,5	6,5	9,2	11,8
Байка шерстяная	1,7	2,6	3,5	4,5	5,5	7,5	9,5
Хлопчатобумажная ткань . . .	31,5	50,0	70,5	91,0	100	162	200
Льняная («редкий двуниток»)	—	0,1	0,2	0,25	0,35	0,5	0,7
Миткаль	—	—	1,0	1,2	1,4	1,8	2,3
Моlessин	—	—	6,1	7,2	9,0	10,9	13,8
Хлопчатобумажная байка . . .	—	—	8,0	9,3	10,9	13,9	17,0

Таблица 30

d в мм	10	12	14	16	18	20	22	24	25
ξ	141	102	72	54	44	38	34	32	31

ε — пористость слоя в м³/м³ (см. табл. 31),

$$Re = \frac{vd}{\nu} \cdot \frac{0,45}{(1 - \varepsilon) \sqrt{\varepsilon}},$$

v — средняя скорость потока перед фронтом слоя, по отношению к которой определяется ξ в м/сек.

ν — коэффициент кинематической вязкости потока в м²/сек.

Сопротивление слоев при орошении и при запыленном потоке существенно возрастает.

Таблица 31

Вид материала	d в мм	ε в м ³ /м ³
Антрацит	1—25	0,46—0,47
Глинозем	1—10	0,50—0,51
Грунт	0,5—1,5	0,35—0,40
Кокс	10—50	0,44—0,48
Пек газовый	5—12	0,47—0,50
Селикогель	3—5	0,49
Сланец	7—25	0,58
Уголь тощий	4—18	0,44—0,49

Таблица 32

ε	$1 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-2}$	$1 \cdot 10^{-1}$	1	2	10	20	30	40	50
k	75424	7607	794	91	22,7	13	8,1	6,2	5,3	4,6

Таблица 33

Re	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70
m	1330	520	238	128	70	44	28	19	13	9,5	6,8

14. Потери давления при выходе из воздухопровода

Выше уже указывалось, что коэффициент местного сопротивления при свободном выходе из воздухопровода, отнесенный к динамическому давлению в выходном сечении, равен единице.

Это почти соответствует условию равномерного распределения скоростей. При неравномерном распределении скоростей в выходном сечении действительное значение $\xi > 1$.

Коэффициенты местных сопротивлений диффузоров, установленных на выходе, также несколько больше соответствующих значений в случае их установки в сети. Это относится и к другим местным сопротивлениям, установленным на выходе.

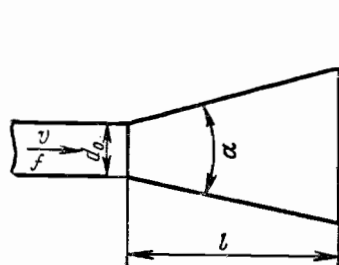


Рис. 39. Диффузор на выходе

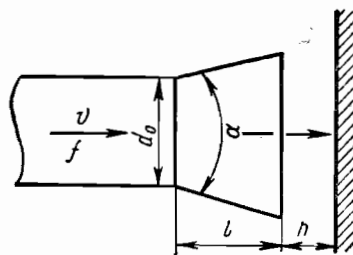


Рис. 40. Диффузор с экраном

Для прямолинейного диффузора со свободным выходом потока и равномерным распределением скоростей (рис. 39) с учетом потери в самом диффузоре и на выход

$$\xi' = (1 + k)\xi,$$

где ξ в зависимости от угла раскрытия α и отношения длины к меньшему диаметру $\frac{l}{d_0}$, а k — только в зависимости от $\frac{l}{d_0}$ определяются по табл. 34.

Таблица 34

α°												k
l/d_0	2	4	6	8	10	12	16	20	24	28	30	
1,0	0,90	0,79	0,70	0,62	0,55	0,50	0,41	0,38	0,38	0,39	0,40	0,45
1,5	0,84	0,70	0,60	0,51	0,45	0,40	0,34	0,33	0,36	0,40	0,42	0,42
2,0	0,81	0,65	0,52	0,42	0,37	0,33	0,29	0,30	0,35	0,40	0,44	0,40
2,5	0,78	0,60	0,45	0,36	0,30	0,27	0,26	0,28	0,35	0,41	0,44	0,37
3,0	0,74	0,53	0,40	0,31	0,27	0,24	0,23	0,27	0,35	0,44	0,48	0,35
4,0	0,66	0,44	0,32	0,26	0,22	0,21	0,22	0,27	0,36	0,46	0,51	0,30
5,0	0,52	0,35	0,28	0,23	0,20	0,19	0,22	0,29	0,38	0,48	0,53	0,25
6,0	0,41	0,28	0,21	0,18	0,17	0,18	0,24	0,32	0,42	0,51	0,56	0,20
10,0	0,40	0,20	0,15	0,14	0,16	0,18	0,26	0,35	0,45	0,55	0,56	0

Диффузоры, устанавливаемые на выходе, полезно снабжать дополнительными цилиндрическими участками длиной в 1—2 калибра. Это способствует выравниванию скоростей и уменьшению потери на удар при выходе.

Для прямолинейного диффузора с выходом потока на экран (рис. 40) при неизменной относительной длине диффузора $\frac{l}{d_0} = 1$ коэффициент ξ зависит от угла раскрытия диффузора α , относительного расстояния до экрана h/d_0 и принимается по табл. 35.

Таблица 35

h/d_0	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	1,0
α°										
0	—	—	—	—	—	—	1,37	1,20	1,11	1,00
15	—	—	—	1,50	1,06	0,72	0,61	0,59	0,58	0,58
30	—	—	1,23	0,79	0,66	0,64	0,66	0,66	0,67	0,67
45	—	1,50	0,85	0,73	0,75	0,79	0,81	0,82	0,82	0,82
60	—	0,98	0,76	0,80	0,90	0,96	1,00	1,01	1,02	1,02
90	1,50	0,72	0,74	0,83	0,89	0,94	0,96	0,98	1,00	1,00

При установке экрана возникает дополнительная потеря на поворот и ξ возрастает, о чем можно заключить и из сравнения данных табл. 36.

Для выпускных (вытяжных) шахт с колпаками (см. рис. 14, принимать стрелки в обратном направлении) коэффициент ξ можно для различных типов, в зависимости от относительного удаления зонта или экрана $\frac{h}{d_0}$, определить по табл. 36.

Таблица 36

Тип (см. рис. 14)	Типы шахт	Относительное удаление зонтов или экрана h/d_0 :								
		0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,69	0,80	1,0
a	С плоским экраном	3,4	2,6	2,1	1,7	1,5	1,4	1,2	1,1	1,0
b	С расщечкой	—	—	—	3,5	2,6	2,0	1,5	1,1	1,0
в	С зонтом	1,9	1,6	1,4	1,3	1,3	1,2	1,1	1,0	1,0
г	С зонтом и расщечкой	2,3	1,9	1,77	1,5	1,4	1,3	1,1	1,1	1,0
д	С диффузором и зонтом	1,0	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6

Из табл. 36 следует, что особенно целесообразно устройство диффузора на выходе. Расщечка при небольшом h/d_0 может поджимать поток и увеличивать радиальную скорость выхода, в связи с чем потеря давления возрастет.

Значения ζ для наиболее распространенных конструкций приточных насадок указаны на рис. 41. При выходе из прямой трубы

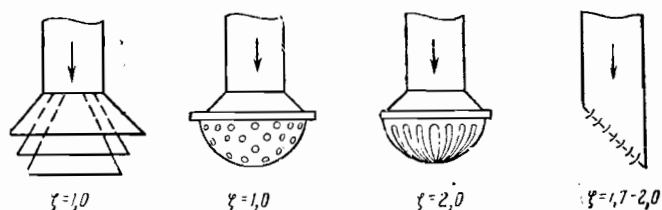


Рис. 41. Приточные насадки

через проволочную сетку (рис. 42) и $Re > 500$ (по отношению к скорости в живом сечении и толщине проволоки сетки)

$$\zeta = \left[1 + \sqrt{k_{см} \left(1 - \frac{f}{F} \right)} \right]^2 \left(\frac{F}{f} \right)^2,$$

где $k_{см}$ — опытный коэффициент.

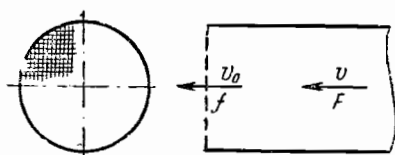


Рис. 42. Выпуск через проволочную сетку

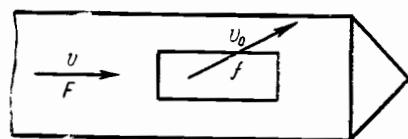


Рис. 43. Выпуск через боковое отверстие трубы

Значение $k_{см}$ в зависимости от отношения площади живого сечения выхода к площади сечения трубы f/F (к динамическому давлению в последней определяется ζ) принимается по табл. 37.

Таблица 37

f, F	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ	100	25	12,5	7,6	5,2	3,9	3,1	2,5	1,9	1,0

Для случая выхода через последнее боковое отверстие трубы (рис. 43) $\zeta = 2,5$ (по отношению к динамическому давлению в отверстии).

Для остальных отверстий потери давления на выход равны полному давлению в том сечении трубы, где отверстие расположено.

Для неподвижной жалюзийной решетки на выходе из прямого канала со скошенными и прямыми пластинами (рис. 44) ζ при-

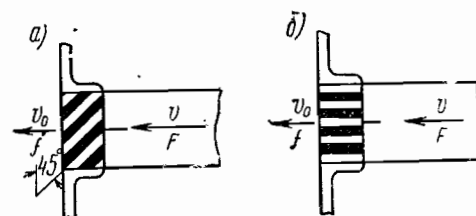


Рис. 44. Выпуск через неподвижную жалюзийную решетку:

а — со скошенными пластинами; б — с прямыми пластинами

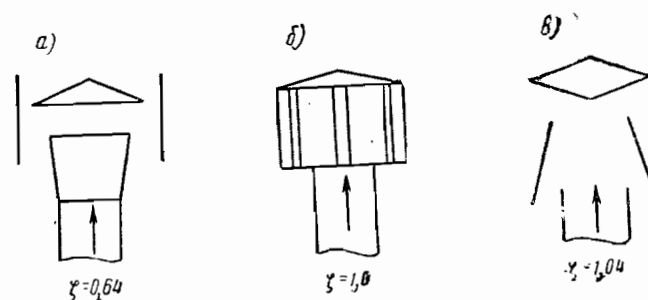


Рис. 45. Выпуск через дефлекторы:
а — ЦАГИ; б — шенар; в — Григоровича

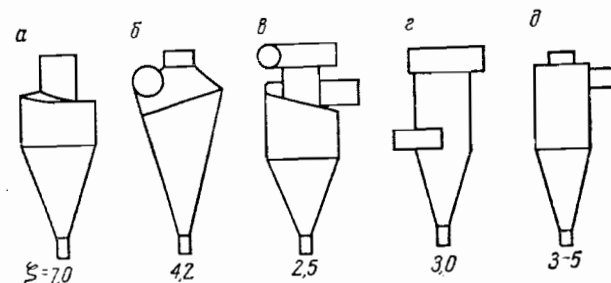


Рис. 46. Циклоны:

а — конический, б — СИОТ, в — ЛИОТ, г — мокрый ЛИОТ, д — НИОГАЗ

нимается, в зависимости от отношения площади живого сечения выхода к поперечному сечению трубы f/F (к динамическому давлению в последней, определяется ζ), по табл. 38.

Таблица 38

f/F	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ скош(а) . . .	58	24	13	8,0	5,3	3,7	2,7	2,0	1,5
ζ прям(б) . . .	33	14	7,0	4,0	2,5	1,6	1,1	0,75	0,50

На рис. 45 указаны значения ζ для наиболее распространенных типов дефлекторов, а на рис. 46 — циклонов.

ГЛАВА IV

РАСЧЕТ ВОЗДУХОПРОВОДОВ

15. Основы расчета простых и сложных воздухопроводов

Воздухопровод состоит из участков, т. е. элементов, характеризующихся постоянством расхода и поперечного сечения, а значит, и скорости.

К участкам относят и примыкающие к ним фасонные части (местные сопротивления), которые, однако, могут не иметь указанных выше отличий (например, в тройниках изменяется расход, а в диффузорах — скорость). Местные сопротивления можно отнести к предыдущему или последующему участку, но предпочтительнее — к участку с большей скоростью.

Местными сопротивлениями являются также калориферы, фильтры и другие присоединенные к воздухопроводу устройства.

В зависимости от соединения между собой участков образуются простые (рис. 47, а) или разветвленные воздухопроводы (рис. 47, б).

Общая потеря давления в простом воздухопроводе определяется путем суммирования потерь давления во всех его участках

$$p = \sum_1^x \left(l \frac{\lambda}{d} + \sum \zeta \right) \frac{\gamma}{2g} v^2,$$

где x — число участков воздухопровода.

Что касается сложного воздухопровода, то в нем общая потеря давления определяется суммированием потерь давления только в участках какой-либо магистрали (без ответвлений), образующей весь путь движения воздуха от произвольно выбранных мест всасывания и нагнетания

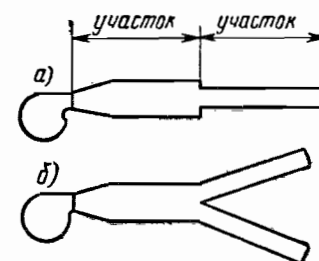


Рис. 47. Воздухопроводы:
а — простой, б — сложный или разветвленный

$$p = \sum_{i=1}^n \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{\gamma}{2g} v^2,$$

где γ — число участков магистрали.

За расчетную обычно принимается наиболее протяженная магистраль. Сопротивление ответвления преодолевается за счет давления в месте присоединения его к магистрали (в узле) в соответствии с чем можно утверждать о равенстве потерь давления в узлах воздухопровода.

Если бы такого равенства не было, то поток, естественно, устремился бы по пути наименьшего сопротивления и расходы стали бы перераспределяться до тех пор, пока потери давления не уравнились.

Пример. Имеется разветвленный воздухопровод и известны потери давления в ряде участков (на рис. 48 для этих участков в кружочках проставлены безразмерные значения давлений). Требуется определить потери давления на участках 1 и 6, а также общую потерю давления.

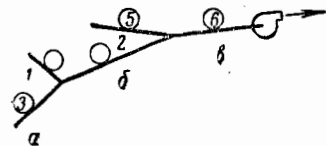


Рис. 48. Схема к примеру расчета разветвленного воздухопровода

Исходя из принципа равенства давления в узлах, потеря на участке 1 должна равняться потере давления на участке а, т. е. 3. Потеря в участках а и б должна равняться потере в ответвлении 2, т. е. в сумме должна составить 5. Но в участке а уже израсходовано 3 и, следовательно, на долю участка б остается 2. Общая потеря давления по магистрали а, б и в составит $3 + 2 + 6 = 11$, по другой возможной магистрали 1, б и в тоже $3 + 2 + 6 = 11$ и по еще одной возможной магистрали 2 и в будет равна $5 + 6 = 11$, т. е. по всем магистралям общая потеря давления одинакова, что свидетельствует о расчетной увязке системы.

Для обеспечения точности расчета сложных сетей желательно проводить предварительные модельные исследования. При этом можно использовать метод электрических аналогий, заключающийся в том, что аэродинамические сопротивления в модели заменяются электрическими, так как те и другие подчиняются квадратичному закону (аэродинамические сопротивления, обычно, пропорциональны квадрату расхода воздуха, а сопротивление лампочек накаливания пропорционально квадрату силы тока).

16. Порядок расчета воздухопроводов

Расчету воздухопроводов предшествует определение их количества, требующегося для обслуживания данного объекта, их конфигурации, а в связи с этим выявление линейных размеров и местных сопротивлений. Далее задача может заключаться в следующем: 1) по заданным расходам найти поперечные размеры (диаметры у круглых воздухопроводов) и соответственно скоро-

сти и потери давления; 2) по заданным расходам и давлению определить поперечные размеры и соответственно скорости или, наоборот, 3) по заданным поперечным размерам и давлению определить расходы и соответственно скорости.

Первый случай наиболее характерен для расчета вновь запроектированного воздухопровода с механическим побуждением движения (вентилятором); второй случай — для расчета вновь запроектированного воздухопровода с естественным побуждением и заранее известной его величиной (например, гравитационная система вентиляции) и третий случай — для поверочного расчета существующего воздухопровода с выявленным побуждением (механическим или естественным).

При расчете следует учитывать, что расход, скорость и площадь поперечного сечения связаны уравнением расхода

$$q = v f.$$

Поэтому, если задан расход (первый и второй случай), то поперечное сечение определяется в зависимости от принимаемой скорости или, наоборот, скорость определяется в зависимости от принятого поперечного сечения. Значение поперечного сечения может быть предопределено стандартными диаметрами, размерами кирпича, блоков и т. д. Значения скоростей обуславливаются требованиями относительной бесшумности, витанием взвешенных твердых частиц (в аспирационных системах) или технико-экономическими соображениями.

17. Основы технико-экономического расчета воздухопроводов

Определение количества воздухопроводов. Определение количества воздухопроводов для обслуживания данного объекта является одним из важнейших вопросов проектирования вентиляторных установок.

Необходимое количество воздухопроводов наиболее точно определяется особенностями данного объекта. Так, если требуется одновременно действующая приточно-вытяжная вентиляция, то нужны отдельные приточные и отдельные вытяжные воздухопроводы.

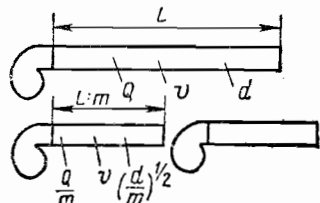
Резко различные по технологической характеристике подразделения объекта, например, выделяющие вредные газы, пыль, излишнее тепло или влагу и т. п., должны обслуживаться самостоятельными воздухопроводами. Число воздухопроводов предопределяется также и размерами обслуживаемых объектов. Протяженность вентиляционных воздухопроводов не рекомендуется свыше 35—40 м.

Короткие и несильно нагруженные воздухопроводы можно легко отрегулировать, но более крупные в ряде случаев проще монтировать и эксплуатировать.

Для определения наивыгоднейшего количества воздухопроводов, если это решение заведомо не обуславливается, следует использовать методы технико-экономического расчета.

При расчете воздухопроводов среди других данных всегда бывают известны размеры обслуживаемого объекта (радиус обслуживания или длина магистрали L м) и общее количество удаляемого или подаваемого воздуха Q м³/сек.

Представим себе, что объект обслуживается одним простым воздухопроводом (рис. 49). Мощность установки (в кВт) при наличии в воздухопроводе только потерь на трение составит



$$N_{mp} = \frac{Q p_{mp}}{\eta 102} = \frac{Q \lambda L \gamma v^2}{\eta 102 d 2g},$$

где η — коэффициент полезного действия установки.

Если разделить эту установку на m геометрически подобных децентрализованных установок с сохранением неизменной скорости $v = \text{const}$ и допустить, что γ, η и $\lambda = \text{const}$, то мощность каждой децентрализованной установки будет равна

$$N'_{mpm} = \frac{\lambda \gamma v^2}{\eta 102 \cdot 2g} \cdot \frac{Q}{m} \cdot \frac{L}{m} \left(\frac{m}{d} \right)^{1/2} = \frac{N_{mp}}{m^{3/2}},$$

а суммарная мощность

$$\sum N'_{mpm} = \frac{N_{mp}}{m^{3/2}} m = \frac{N_{mp}}{m^{1/2}}.$$

Далее представим себе тот же объект, обслуживаемый вентиляторной установкой, мощность которой при наличии только потерь в местных сопротивлениях составляет

$$N_{mc} = \frac{Q p_{mc}}{\eta 102} = \frac{Q \sum \xi \gamma v^2}{\eta 102 \cdot 2g}.$$

Если разделить эту установку на m геометрически подобных, децентрализованных установок с сохранением прежних скоростей ($v = \text{const}$) и допустить, что γ, η, Σ и $\xi = \text{const}$, то мощность каждой децентрализованной установки будет равна

$$N'_{mcm} = \frac{\sum \xi \gamma v^2}{\eta 102 \cdot 2g} \cdot \frac{Q}{m} = \frac{N_{mc}}{m},$$

а суммарная мощность

$$\sum N'_{mcm} = \frac{N_{mc}}{m} m = N_{mc}.$$

В общем случае, при наличии потерь как на трение, так и в местных сопротивлениях, суммарная мощность децентрализованных установок при $v = \text{const}$ будет равна

$$\sum N'_m = \frac{N}{m^{2/2}},$$

где

$$\varphi = \frac{p_{mp}}{p} = \frac{p_{mv}}{p_{mp} + p_{mc}}.$$

Значительно менее вероятен случай, когда при децентрализации сохраняются поперечные сечения ($d = \text{const}$).

Тогда при допущении, что γ, η, λ и $\Sigma \xi = \text{const}$, соответственная суммарная мощность децентрализованных установок определится из выражений

$$\sum N_{mpm} = \frac{\lambda \gamma}{\eta 102 \cdot d 2g} \cdot \frac{Q}{m} \cdot \frac{L}{m} \left(\frac{v}{m} \right)^2 m = \frac{N_{mp}}{m^2},$$

$$\sum N_{mcm} = \frac{\sum \xi \gamma}{\eta 102 \cdot 2g} \cdot \frac{Q}{m} \left(\frac{v}{m} \right)^2 m = \frac{N_{mc}}{m^2}$$

$$\sum N_m = \frac{N}{m^{2+\varphi}}.$$

В действительности, при децентрализации за счет уменьшения размеров поперечных сечений, изменяются числа Рейнольдса и зависящие от них значения $\lambda, \Sigma \xi$ и η , что, однако, лежит в пределах точности производимого расчета.

Мощность вентиляторной установки при $v = \text{const}$ и наличии потерь давления как на трение, так и в местных сопротивлениях

$$N = \frac{Q \lambda L \gamma v^2}{\eta 102 \cdot d 2g \varphi}.$$

Для предварительного расчета можно принять на основе анализа данных Ритшеля, что

$$\varphi = \frac{k}{d},$$

где для гладких воздухопроводов $k \approx 0,07$, а для шероховатых $k \approx 0,11$.

Для сложных воздухопроводов с переменной по длине магистрали нагрузкой принимаем, что

$$Q_c = \frac{Q}{2},$$

откуда

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{Q_c}{v},$$

$$d = 0,8 \left(\frac{Q}{v} \right)^{1/2}$$

и

$$\varphi = \frac{k}{0,8} \left(\frac{v}{Q} \right)^{1/2}.$$

В результате дальнейших подстановок получаем:

$$N = k_1 Q L \gamma \eta^{-1} v^2,$$

где для гладких шероховатых воздухопроводов в среднем

$$k_1 = \frac{\lambda}{102 \cdot 2 g k} \approx 1,4 \cdot 10^{-4}.$$

Затраты в рублях на сооружение вентиляторных установок, зависящие от особенностей воздухопроводов, элементов очистки, увлажнения, подогрева, охлаждения и другой обработки воздуха, а также от мощности, определяются по формуле

$$A_1 = c N^a,$$

где, в соответствии с исследованиями автора $u = 1/2$, а c — коэффициент сложности, характеризующий тип вентиляторной установки, а также цены, существующие в данное время и в данной местности.

Соответствующие значения коэффициента сложности c при $u = 1/2$ для вентиляторных установок различного типа в данных условиях могут быть определены статистическим путем. При этом достаточно для однотипных вентиляторных установок обработать выбранные из исполнительных смет значения строительной стоимости A_1 руб. и установочной мощности двигателей N квт.

Установочную мощность допустимо принимать равной мощности, расходуемой из электросети.

Из выведенной формулы следует, что при разделении одной централизованной вентиляторной установки на m однотипных децентрализованных установок суммарные затраты в рублях составят

$$A_1 = c \left(\frac{N}{m^{2-\varphi}} \right)^{1/2} m = c N^{1/2} m^{\frac{2-\varphi}{4}}.$$

Годовые расходы на амортизацию децентрализованных установок.

$$A = a A_1 = a c N^{1/2} m^{\frac{2-\varphi}{4}},$$

где a — доля годовой амортизации.

Годовые расходы на эксплуатацию вентиляторных установок (пропорционально оплате потребляемой двигателями вентиляторной электроэнергии)

$$B = n r e \sum N_m = n r e \frac{N}{m^{2/2}},$$

где: n — продолжительность годовой эксплуатации вентиляторных установок в часах;

r — стоимость 1 квт-ч электроэнергии в рублях;

e — коэффициент, учитывающий пропорциональную расходуемой электроэнергии стоимость содержания обслуживающего персонала.

Общие годовые расходы по вентиляторным установкам

$$S = A + B = a c N^{1/2} m^{\frac{2-\varphi}{4}} + n r e N m^{-2/2}.$$

Наивыгоднейшее число вентиляторных установок или воздухопроводов m_{opt} должно соответствовать минимуму общих годовых расходов, т. е.:

$$\frac{dS}{dm} = \frac{(2-\varphi) a c N^{1/2}}{4 m^{\frac{3-\varphi}{4}}} - \frac{\varphi n r e N}{2 m^{\frac{5}{2}}} = 0,$$

откуда

$$m_{opt} = \left(\frac{2\varphi}{2-\varphi} \frac{n r e}{a c} N^{1/2} \right)^{\frac{4}{2+\varphi}}.$$

Если $m > 1$, то децентрализация выгодна; если $m < 1$, то она нецелесообразна.

Из этой же выведенной формулы (при $v = \text{const}$) следует, что децентрализация вентиляторных установок тем выгоднее, чем больше мощность N , продолжительнее годовая эксплуатация n и дороже электроэнергия r .

Менее выгодна децентрализация быстроизнашиваемых и сложных воздухопроводов (большие a и c).

Надежность выведенной формулы, обуславливаемая принятыми для простоты допущениями, не может вызывать сомнений, так как результаты все равно приходится подсчитывать с округлением до единиц.

Пример. Определить наивыгоднейшее число вентиляторных установок, если известно и принято: $Q = 10 \text{ м}^3/\text{сек}$; $L = 30 \text{ м}$; $v = 15 \text{ м/сек}$; $n = 3 \cdot 7 \cdot 300 = 6300 \text{ час}$ (трехсменная работа); $r = 0,02 \text{ руб}$; $e = 1,1$; $a = 0,2$; $c = 200$; $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$; $\eta = 0,5$; $k = 0,07$; $k_1 = 1,4 \cdot 10^{-4}$.

$$\varphi = \frac{k}{0,8} \left(\frac{v}{Q} \right)^{1/2} = \frac{0,07}{0,8} \left(\frac{15}{10} \right)^{1/2} = 0,1$$

$$N = k_1 Q L \gamma \eta^{-1} v^2 = 1,4 \cdot 10^{-4} \cdot 10 \cdot 30 \cdot 1,2 \cdot 0,5^{-1} \cdot 15^2 = 25 \text{ квт};$$

$$m_{opt} = \left(\frac{2\varphi}{2-\varphi} \cdot \frac{n r e}{a c} N^{1/2} \right)^{\frac{4}{2+\varphi}} = \left(\frac{2 \cdot 0,1}{2-0,1} \cdot \frac{6300 \cdot 0,02 \cdot 1,1}{0,2 \cdot 200} 25^{1/2} \right)^{\frac{4}{2+0,1}} = 3,2,$$

т. е. следует спроектировать три децентрализованных установки.

Если $n = 1 \cdot 7 \cdot 300 = 2100 \text{ час}$ (односменная работа), то

$$m_{opt} = \left(\frac{2 \cdot 0,1}{2-0,1} \cdot \frac{2100 \cdot 0,02 \cdot 1,1}{0,2 \cdot 200} 25^{1/2} \right)^{\frac{4}{2+0,1}} = 0,4,$$

т. е. нужно принять одну установку, так как в этом случае децентрализация явно невыгодна.

Определение скорости в воздухопроводах. Одинаковые расходы можно получить при малых поперечных сечениях воздухопроводов и больших скоростях или при больших поперечных сечениях и меньших скоростях. В первом случае уменьшаются строительные затраты, во втором — эксплуатационные расходы.

В воздухопроводах при механической вентиляции скорости принимаются обычно порядка 2—10 м/сек. В воздухопроводах аспирационных установок, во избежание засорения, наименьшая скорость должна быть больше скорости витания перемещающихся частиц и обычно принимается порядка 10—25 м/сек.

В магистральных рекомендуется принимать большие скорости, чем в ответвлениях, причем по мере приближения к вентилятору желательно их постепенно увеличивать.

В воздухопроводах с относительно гладкой внутренней поверхностью (железных, фанерных, керамиковых) рекомендуются большие скорости, чем в воздухопроводах с шероховатой внутренней поверхностью (шлакоалебастровых, бетонных, кирпичных).

При слишком больших скоростях могут возникнуть вибрационные колебания воздухопроводов, являющиеся причиной шума или нарушения прочности и плотности соединений.

Очевидно, что при отсутствии особых условий в каждом случае необходимо проектировать воздухопровод со скоростями, которые обеспечивают его наименьшую годовую строительную и эксплуатационную стоимости.

Для сложных разветвленных воздухопроводов, ввиду многообразия конструктивных, строительных и других частных условий, нет практической необходимости в точном предварительном определении скоростей для всех участков. Достаточно на основе учета важнейших факторов дать технико-экономический метод удобного и простого определения наивыгоднейшей скорости, являющейся средней для различных участков любого воздухопровода.

Строительную стоимость воздухопровода, выявленную по размерам и нагрузкам, принято выражать в зависимости не от мощности (как это было принято выше при определении количества воздухопроводов), а от поверхности воздухопровода

$$A_1 = b \sum_1^x \pi d l,$$

где: b — стоимость 1 м² поверхности воздухопровода в рублях (принимается по статистическим данным для соответствующих цен в данной местности);

x — число всех участков воздухопровода;

d — диаметр участка воздухопровода в м;

l — длина участка воздухопровода в м.

Если заменить в последней формуле

$$d = \sqrt{\frac{4q}{\pi v}} = 1,13 \frac{q^{1/2}}{v^{1/2}},$$

то

$$A_1 = b \sum_1^x \frac{\pi 1,13 q^{1/2} l}{v^{1/2}}$$

и полагая $v = \text{const}$, будем иметь

$$A_1 = \frac{b \pi 1,13}{v^{1/2}} \sum_1^x q^{1/2} l,$$

где q — нагрузка на каждый участок воздухопровода (расход) в м³/сек.

Обозначая

$$\sum_1^x q^{1/2} l = \alpha,$$

имеем

$$A_1 = \frac{b \pi 1,13}{v^{1/2}} \alpha.$$

Годовые расходы A на амортизацию получим из формулы

$$A = \frac{ab \pi 1,13}{v^{1/2}} \alpha.$$

Годовые расходы на эксплуатацию (оплата потребляемой двигателями вентиляторов электроэнергии и пропорциональная ей оплата обслуживающего персонала):

$$B = n r e N,$$

где

$$N = \frac{Q p}{102 \eta}.$$

Общая потеря давления в воздухопроводе

$$p = \sum_1^y \left(l \frac{\lambda}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{\gamma}{2g} v^2,$$

где y — число участков расчетной магистрали воздухопровода (без ответвлений).

Если допустить, что во всех участках магистрали воздухопровода v и $\gamma = \text{const}$, а также принять, что с учетом относительно малых скоростей в обычных вентиляционных воздухопроводах (и при этом относительно больших потерь в местных сопротивлениях)

$$\frac{\lambda l}{d} = \frac{\lambda l v^{1/2}}{1,13 q^{1/2}} = i \frac{l}{q^{1/2}},$$

где

$$i = \frac{\lambda v^{1/2}}{1,13} = \text{const},$$

то

$$\rho = \frac{\lambda}{2g} v^2 \sum_1^y \left(i \frac{l}{q^{1/2}} + \Sigma \xi \right).$$

Обозначая

$$\beta = \sum_1^y \left(i \frac{l}{q^{1/2}} + \Sigma \xi \right)^*,$$

имеем

$$\rho = \frac{\gamma}{2g} v^2 \beta.$$

В результате годовые расходы на эксплуатацию определяются из формулы:

$$B = \frac{nre Q \gamma v^2}{102 \eta 2g} \beta.$$

Значение β , равно как и α , может быть подсчитано на основе задаваемой расчетной схемы воздухопровода (см. ниже), по которой предварительно выявляются длины участков, нагрузки и местные сопротивления, причем последние считаются зависящими только от геометрических размеров.

Для стандартного воздуха и гладких воздухопроводов по формуле Блазиуса имеем

$$\lambda_{\text{гл}} = \frac{0,3164}{\text{Re}^{1/4}} = \frac{0,0197}{v^{1/4} d^{1/4}}$$

и

$$i_{\text{гл}} = 0,0174 \left(\frac{v}{d} \right)^{1/4};$$

для шероховатых воздухопроводов по формуле Шифринсона

$$\lambda_{\text{шер}} = 0,1 \left(\frac{k}{d} \right)^{1/4},$$

откуда, принимая для обычных воздухопроводов в среднем $k = 0,0001$ м, получаем:

$$i_{\text{шер}} = 0,0182 \frac{v^{1/2}}{d^{1/4}}.$$

* В дальнейших выкладках β принимается не зависящей от v , что допустимо для вентиляционных воздухопроводов, поскольку потери на трение обычно незначительны по сравнению с потерями в местных сопротивлениях.

Для обычных вентиляционных воздухопроводов при $v = 2-10$ м/сек и $d = 0,1-1,0$ м

$$i_{\text{гл, min}} = 0,0174 \left(\frac{2}{1} \right)^{1/4} = 0,02$$

и

$$i_{\text{гл, max}} = 0,0174 \left(\frac{10}{0,1} \right)^{1/4} = 0,06,$$

откуда в среднем можно принять

$$i_{\text{гл, ср}} = 0,04.$$

Соответственно

$$i_{\text{шер, min}} = 0,0182 \frac{2^{1/2}}{1^{1/4}} = 0,03,$$

$$i_{\text{шер, max}} = 0,0182 \frac{10^{1/2}}{0,1^{1/4}} = 0,11,$$

откуда в среднем можно принять

$$i_{\text{шер, ср}} = 0,07^*.$$

В результате подстановок общие годовые расходы будут

$$S = A + B = \frac{ab\pi 1,13\alpha}{v^{1/2}} + \frac{nre Q \gamma \beta v^2}{102 \eta 2g}.$$

Наивыгоднейшая скорость должна соответствовать минимуму общих годовых расходов, т. е.

$$\frac{ds}{dv} = \frac{2nre Q \gamma \beta v}{102 \eta 2g} - \frac{ab\pi 1,13\alpha}{2v^{3/2}} = 0,$$

откуда

$$v_{\text{opt}} = 20 \left(\frac{ab\eta\alpha}{nre Q \gamma \beta} \right)^{2/5}.$$

Пример. Требуется определить наивыгоднейшую среднюю скорость для запроектированного воздухопровода (см. рис. 51), если $Q = 2,0$ м³/сек; $\gamma = 1,2$ кг/м³; $\eta = 0,5$; $a = 0,2$; $b = 2,5$ руб; $n = 2400$ час; $r = 0,02$ руб; $e = 1,1$ и (см. табл. 39) $\alpha = 23,9$; $\beta = 2,67$

$$v_{\text{opt}} = 20 \left(\frac{0,2 \cdot 2,5 \cdot 0,5 \cdot 23,9}{2400 \cdot 0,02 \cdot 1,1 \cdot 2,0 \cdot 1,2 \cdot 2,67} \right)^{2/5} = 5,6 \text{ м/сек.}$$

* Важно отметить, что за счет принятия средней величины i наибольшая ошибка при подсчете наивыгоднейшей скорости (см. ниже расчетную формулу и пример) при $\Phi = \frac{P_{\text{тр}}}{P} = 0,5$ не превысит 10%, а при $\Phi = 0,1$ (что более характерно для разветвленного воздухопровода) — 2%.

Таблица 39

№ участ-ков	l в м	$\Sigma \zeta$	q в м ³ /сек	$q^{1/2}$	i	$\frac{il}{q^{1/2}}$	$lq^{1/2}$	$\frac{il}{q^{1/2}} + \Sigma \zeta$
1	5,0	0,7	1,0	1,00	0,04	0,20	5,0	0,90
2	4,0	0,1	1,5	1,22	0,04	0,13	4,9	0,23
3	2,0	0,2	2,0	1,42	0,04	0,06	2,8	0,26
4	3,0	1,2	2,0	1,42	0,04	0,08	4,2	1,28
5	5,0	0,9	0,5	0,71	—	—	3,5	—
6	5,0	0,8	0,5	0,71	—	—	3,5	—

$$\alpha = 23,9 \quad \beta = 2,67$$

Для подтверждения незначительности влияния i на конечный результат и допустимости принятия $i = \text{const}$ пересоставим в соответствии с действительными значениями расчетную табл. 40 и определим фактические значения α и β .

Таблица 40

№ участ-ков	l в м	v в м/сек	q в м ³ /сек	d в м	$\Sigma \zeta$	$q^{1/2}$	i	$\frac{il}{q^{1/2}}$	$lq^{1/2}$	$\frac{il}{q^{1/2}} + \Sigma \zeta$
1	5,0	3,2	1,0	0,63	0,7	1,00	0,026	0,05	5,0	0,75
2	4,0	3,2	1,5	0,77	0,1	1,22	0,025	0,08	4,9	0,18
3	2,0	3,2	2,0	0,89	0,2	1,42	0,024	0,03	2,8	0,23
4	3,0	3,2	2,0	0,89	1,2	1,42	0,024	0,05	4,2	1,25
5	5,0	—	0,5	—	0,9	0,71	—	—	3,5	—
6	5,0	—	0,5	—	0,8	0,71	—	—	3,5	—

$$\alpha = 23,9 \quad \beta = 2,41$$

Тогда
$$v_{\text{ном}} = \left(20 \frac{0,2 \cdot 2,5 \cdot 0,5 \cdot 23,9}{2400 \cdot 0,02 \cdot 1,1 \cdot 2,0 \cdot 1,2 \cdot 2,41} \right)^{1/5} = 5,9 \text{ м/сек},$$

т. е. расхождение составит всего 5%.

Определение поперечных сечений воздухопроводов. При уже известных нагрузках и скоростях поперечные сечения воздухопроводов легко подсчитывают по уравнению расхода. Наиболее распространены воздухопроводы с прямоугольными и круглыми поперечными сечениями. Прямоугольные воздухопроводы удобны по своим габаритам, но круглые более выгодны с точки зрения уменьшения потерь давления и затраты материалов. Воздухопроводы аспирационных установок, во избежание отложения механических примесей в углах и засорения, применяются только круглого поперечного сечения.

Размеры поперечных сечений прямоугольных внутристенных воздухопроводов обычно принимаются кратными размерам кирпича, но не менее 130×130 мм. Размеры поперечных сечений прямоугольных приставных воздухопроводов обычно принимаются кратными 50 мм, но не менее 100×150 мм.

Диаметры круглых подвесных воздухопроводов обычно принимают кратными 5 мм, но не менее 100 мм (при изготовлении из листовой стали).

Из соображений экономичного раскроя (без обрезков) из листов кровельной стали нормального размера (710—1420 мм) круглых вентиляционных воздухопроводов рекомендуются диаметры, приведенные в табл. 41.

Таблица 41

Диаметры воздухопроводов в мм	Площади поперечных сечений воздухопроводов в м ²	Толщина стали в мм	Вес листов стали в кг	Вес 1 пог. м воздухопровода в кг
100	0,0078	0,51	4,0	1,44
115	0,0103	0,51	4,0	1,64
130	0,0132	0,51	4,0	1,79
140	0,0153	0,51	4,0	1,96
150	0,0176	0,51	4,0	2,06
165	0,0213	0,51	4,0	2,30
195	0,0298	0,51	4,0	2,68
215	0,0363	0,57	4,5	3,24
235	0,0433	0,57	4,5	3,61
265	0,0551	0,57	4,5	4,05
285	0,0637	0,57	4,5	4,32
320	0,0804	0,57	4,5	4,85
375	0,1104	0,63	5,0	6,27
440	0,1520	0,63	5,0	7,35
495	0,1924	0,63	5,0	8,40
545	0,2332	0,70	5,5	10,10
595	0,2780	0,70	5,5	11,0
660	0,3420	0,70	5,5	12,13
775	0,4720	0,80	6,0	15,15
885	0,615	0,80	6,0	17,65
1025	0,825	0,90	7,0	24,0
1100	0,950	0,90	7,0	25,70
1200	1,131	0,90	7,0	28,0
1325	1,378	1,0	8,0	35,25
1425	1,598	1,0	8,0	38,20
1540	1,862	1,0	8,0	41,15

Расположение воздухопроводов. Воздухопроводы, обслуживающие определенный объект, должны соединять наиболее отдаленные точки с выбранным центром (местом установки вентиляторов) по возможности кратчайшим путем.

Воздухопроводы следует размещать с учетом строительных особенностей данного помещения и эстетических требований. При новом строительстве эта уязвка предусматривается заблаговременно при проектировании.

Наиболее удобно располагать воздуховоды в толщах стен (особенно при сборно-панельном строительстве) и под полом, но это осложняет доступ к ним и их обслуживание. Приставные воздуховоды желательно размещать в углах ограждающих поверхностей здания, что удешевляет стоимость их прокладки и не портит помещения.

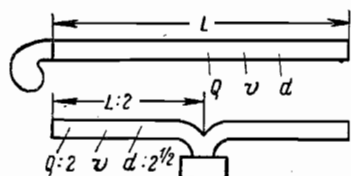


Рис. 50. Расположение вентилятора в воздуховоде

Подвесные воздуховоды следует прокладывать возле перекрытий и колонн с таким расчетом, чтобы их легче было монтировать (подвешивать) и чтобы они не загораживали свет.

В соответствии с назначением воздуховоды можно выполнить из кирпича, бетона, асбоцемента, шлакоалюминатных плит, фанеры, листовой стали, стальных цельнотянутых труб, пластмассы и пр. При наличии небольших скоростей движения воздуха применяют стенные кирпичные и пристенные шлакоалюминатные прямоугольные воздуховоды, а при больших скоростях движения воздуха — круглые подвесные стальные или какие-либо другие гладкие воздуховоды.

Расположение воздуховодов (трасса) в значительной мере предопределяется местом установки вентиляторов. Вентилятор по возможности следует устанавливать в середине параллельно соединенного воздуховода

Для подтверждения этого положения представим себе вентиляторную установку, у которой вентилятор помещен в конце соединенного воздуховода (рис. 50).

Мощность при учете потерь только на трение составляет

$$N_{mp} = \frac{Q p_{mp}}{102 \eta} = \frac{Q \lambda L \gamma v^2}{102 \eta d 2g}$$

Если вентилятор расположить в середине того же параллельно соединенного воздуховода при сохранении средних скоростей $v = \text{const}$ и допустить, что γ , η и $\lambda = \text{const}$, то мощность

$$N'_{mpo} = \frac{Q \lambda \gamma v^2}{102 \eta 2g} \cdot \frac{L}{2} \cdot \frac{2^{1/2}}{d} = \frac{N_{mp}}{2^{1/2}}$$

В тех же условиях, если учесть только потери в местных сопротивлениях (дополнительно $\Sigma \zeta = \text{const}$), то

$$N_{mc} = \frac{Q p_{mc}}{102 \eta} = \frac{Q \Sigma \zeta \gamma v^2}{102 \eta 2g}$$

и

$$N'_{mc} = \frac{Q \Sigma \zeta \gamma v^2}{102 \eta 2g} = N_{mc}$$

В общем случае при учете потерь на трение и в местных сопротивлениях мощность

$$N_c = \frac{N}{2^{1/2}},$$

где

$$\varphi = \frac{p_{mp}}{p}$$

При вышепринятых допущениях, но в практически менее вероятном случае сохранения прежних поперечных сечений ($d = \text{const}$)

$$N_{mpo} = \frac{Q \lambda \gamma}{102 \eta 2g} \cdot \frac{L}{2} \cdot \left(\frac{v}{2}\right)^2 = \frac{N_{mp}}{8},$$

$$N_{mc} = \frac{Q \Sigma \zeta \gamma}{102 \eta 2g} \left(\frac{v}{2}\right)^2 = \frac{N_{mc}}{4}$$

и

$$N_c = \frac{N}{2^{2+\varphi}}$$

При выборе варианта расположения воздуховодов, а тем более, когда требуется учесть особые строительные, технологические, эстетические и другие условия, оказывается практически нецелесообразным применять выведенные выше или какие-либо другие аналитические зависимости. В этом случае единственно пригодным является способ технико-экономического сравнения вариантов различных схем.

Из нескольких намеченных вариантов следует выбрать тот, который обеспечивает минимум годовых расходов по амортизации и эксплуатации вентиляторных установок.

Годовые расходы по амортизации и эксплуатации вентиляторных установок, как было показано выше, составляют

$$S = A + B = \frac{ab \pi 1,13 a}{v^{1/2}} + \frac{n r e Q \gamma v^2 \beta}{102 \eta 2g}$$

Если принять, что скорости в воздуховодах будут наименьшие, т. е.

$$v = 20 \left(\frac{ab \eta a}{n r e Q \gamma \beta} \right)^{2/3},$$

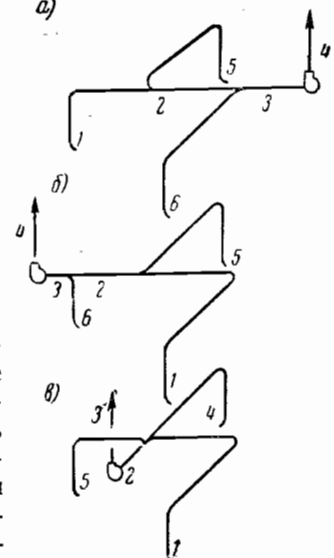


Рис. 51. Влияние конфигурации воздуховода

то после подстановки

$$S = A + B = (Q \gamma n r e \eta^{-1} \beta)^{1/5} (a b u)^{1/5}.$$

Так как для различных вариантов схем воздухопроводов одной и той же вентиляторной установки $n, r, e, Q, \gamma, \eta, a, b = \text{const}$, то критерием наиболее выгодного варианта схемы является наименьшее значение

$$\psi = \alpha^{1/5} \beta^{1/5},$$

где

$$\alpha = \sum_1^x (q^{1/2} l)$$

и

$$\beta = \sum_1^y \left(\frac{il}{q^{1/2}} + \Sigma \zeta \right).$$

Пример. Требуется выбрать наилучший вариант схемы воздухопровода (рис. 51). Составим табл. 42 для определения ψ . Наилучшим будет вариант *в*, так как здесь $\psi_{\min} = 15,2$.

Таблица 42

Вариант	N_2 уч.	l в м	$\Sigma \zeta$	q в м ³ /сек	$q^{1/2}$	i	$l q^{1/2}$	$\frac{il}{q^{1/2}}$	$\frac{il}{q^{1/2}} + \Sigma \zeta$	α	β	ψ
а	1	5	0,7	1,0	1,0	0,04	5,0	0,20	0,90	—	—	—
	2	4	0,1	1,5	1,22	0,04	4,9	0,13	0,23	—	—	—
	3	2	0,2	2,0	1,42	0,04	2,8	0,06	0,26	—	—	—
	4	3	1,2	2,0	1,42	0,04	4,2	0,08	1,28	—	—	—
	5	5	0,9	0,5	0,71	0,04	3,5	—	—	—	—	—
	6	5	0,8	0,5	0,71	0,04	3,5	—	—	23,9	2,67	15,4
б	1	10	0,8	0,5	0,71	0,04	7,1	0,57	1,37	—	—	—
	2	3	0,1	1,0	1,0	0,04	3,0	0,12	0,22	—	—	—
	3	2	0,2	2,0	1,42	0,04	2,8	0,06	0,26	—	—	—
	4	3	1,2	2,0	1,42	0,04	4,2	0,08	1,28	—	—	—
	5	5	0,9	0,5	0,71	0,04	3,5	—	—	—	—	—
	6	3	0,1	1,0	1,0	0,04	3,0	—	—	23,6	3,13	15,8
в	1	10	1,0	0,5	0,71	0,04	7,1	0,56	1,56	—	—	—
	2	2	0,2	2,0	1,42	0,04	2,8	0,06	0,26	—	—	—
	3	3	1,2	2,0	1,42	0,04	4,2	0,08	1,28	—	—	—
	4	5	0,9	0,5	0,71	0,04	3,5	—	—	—	—	—
	5	5	0,9	1,0	0,0	0,04	5,0	—	—	22,6	3,10	15,2

18. Учет влияний при расчете воздухопроводов

Пересчет потерь давления при изменении объемного веса воздуха. Графики и таблицы для расчета потерь давления в воздухопроводах составляются для воздуха стандартного объемного веса (обыч-

но при $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$). При других объемных весах воздуха потери в воздухопроводах отличаются от табличных.

Потери на трение при изменении объемного веса воздуха, как это видно из основного уравнения,

$$p_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\gamma}{2g} v^2,$$

становятся иными за счет изменения динамического давления $\frac{\gamma}{2g} v^2$ и изменения коэффициента трения λ , который в общем случае зависит от $Re = \frac{vd}{\nu}$, а следовательно и от коэффициента кинематической вязкости $\nu = \frac{\mu g}{\gamma}$. Однако этим последним влиянием, ввиду его незначительности, можно пренебречь.

Отсюда следует, что

$$\frac{p_{\text{тр}}}{p_{\text{тр}_1}} = \frac{\lambda \gamma}{\lambda_1 \gamma_1} \approx \frac{\gamma}{\gamma_1}.$$

Потери в местных сопротивлениях при изменении объемного веса воздуха, как это видно из формулы

$$p_{\text{мс}} = \zeta \frac{\gamma}{2g} v^2,$$

также становятся иными за счет изменения динамического давления $\frac{\gamma}{2g} v^2$ и изменения коэффициента местного сопротивления ζ , который может зависеть от $Re = \frac{vd}{\nu}$, а следовательно, и от коэффициента кинематической вязкости $\nu = \frac{\mu g}{\gamma}$. В пределах точности коэффициентов местных сопротивлений на практике принимают:

$$\frac{p_{\text{мс}}}{p_{\text{мс}_1}} \approx \frac{\gamma}{\gamma_1}.$$

При расчете воздухопроводов, где потери давления складываются из потерь на трение и потерь в местных сопротивлениях, справедлива формула

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{\gamma}{\gamma_1} \right)^m,$$

где s достаточной для целей практики точностью принимают $m = 1,0$, хотя в большинстве случаев (при турбулентном движении) $m < 1,0$. При таком допущении следует иметь в виду, что если $\gamma > \gamma_1$, то результаты получаются с запасом; если же $\gamma < \gamma_1$, — они преуменьшены.

Влияние механических примесей воздуха на потери давления в воздухопроводах. В ряде случаев, как например, в пылеотсасывающих или пневмотранспортных вентиляторных установках,

двигающийся по воздухопроводам воздух переносит механические примеси.

Механические примеси к воздуху влияют на увеличение потерь в воздухопроводах (за счет трения частиц о стенки, их ударов, создания ускорения и пр.). Влияние это тем значительнее, чем больше весовая концентрация смеси, т. е. отношение веса перемещаемых механических примесей к весу перемещаемого за то же время воздуха

$$\mu = \frac{G_{\text{прим}}}{G_{\text{возд}}}.$$

Влияние механических примесей в воздухе на увеличение потерь давления в воздухопроводах, подсчитанных для чистого воздуха (как на трение, так и в местных сопротивлениях), может быть выражено формулой

$$p_{\text{см}} = p_{\text{возд}} (1 + k\mu),$$

где k — весьма сложный по своей природе коэффициент, зависящий от состояния потока, вида примесей, концентрации, скоростей, геометрических размеров воздухопроводов и пр.

Наблюдения показали, что на движущиеся по воздухопроводам частицы в общем случае действуют три силы (рис. 52); аэродинамическая Q , совпадающая с осью воздухопровода; сила тяжести G ,

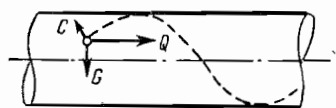


Рис. 52. Силы, действующие на твердую частицу, движущуюся по воздуху

направленная вниз, и центробежная сила C , прижимающая частицы к стенкам воздухопровода (центробежная сила возникает при вращении потока).

Если центробежная сила прижимает частицы к стенкам воздухопроводов и частицы в результате этого движутся вдоль стенок винтообразно, то потери на трение значительно увеличиваются, и как показали опыты, проведенные автором в 1933 г. в ЦАГИ, для пневмотранспортных вентиляторных установок можно принять $k=1,4$. Если же частицы не будут прижаты к стенкам воздухопроводов и они, выпадая под действием силы тяжести, начинают перемещаться по нижней части воздухопроводов, потери на трение уменьшаются. Согласно тем же опытам автора в таких случаях для пневмотранспортных вентиляторных установок можно принять $k=0,4-0,6$.

Условия прижатия частиц к стенкам воздухопроводов, а следовательно, и выбор соответствующего значения коэффициента k обуславливаются превосходством над силой тяжести центробежной силы, действующей на частицы, т. е.

$$m \cdot \frac{(v \sin \varepsilon)^2}{R} > mg \cos \beta,$$

или значением критерия, названного автором критерием прижатия

$$k_n = \frac{(v \sin \varepsilon)^2}{gR \cos \beta},$$

где v — скорость потока в м/сек;

ε — угол скоса потока у стенки воздухопровода в градусах;*

R — радиус воздухопровода в м;

g — ускорение силы тяжести в м/сек²;

β — угол наклона воздухопровода в градусах.

Если $k_n > 1$, то твердые частицы прижимаются к стенкам воздухопровода и следует принимать большее значение коэффициента $k=1,4$. Если $k_n < 1$, то следует принять $k=0,4-0,6$.

Пример. В горизонтальном воздухопроводе диаметром 0,27 м измерена у стенки скорость потока 10 м/сек при скосе потока в 8°. Потеря давления в воздухопроводе для чистого воздуха 100 кг/м².

Определить потерю давления в воздухопроводе с учетом механических примесей к воздуху при весовой концентрации смеси 0,1:

1. Вычисляем значение коэффициента прижатия

$$k_n = \frac{(10 \sin 8^\circ)^2}{9,81 \cdot 0,132 \cos 0^\circ} = 1,5 > 1,$$

т. е. частицы отжимаются к стенкам и следует принять $k=1,4$;

2.

$$p_{\text{см}} = 100 (1 + 1,4 \cdot 0,1) = 114 \text{ кг/м}^2 **.$$

19. Методы расчета воздухопроводов

При заданных для каждого участка значениях длин l , суммарных коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \zeta$ и расходов (нагрузок) q , а также predetermined порядке значений скоростей v , в результате расчета воздухопровода, как уже указывалось выше, определяются диаметры d и потери давления p . Диаметр определяется из уравнения расхода

$$d = 1,13 \left(\frac{q}{v} \right)^{1/2},$$

а потеря давления для каждого участка воздухопровода по формуле

$$p = \left(l \frac{\lambda}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{\gamma}{2g} v^2,$$

где коэффициент трения λ в общем случае зависит от d и v .

Простейший метод такого расчета воздухопровода заключается в том, что для каждого участка по заданным значениям l , $\Sigma \zeta$,

* Фактически v и ε относятся к движению частиц, а не потока, но при усмотренном движении погрешностью можно пренебречь.

** О влиянии негерметичности воздухопроводов см. ниже на стр. 149.

q и v — вычисляют или находят в таблицах значения $d, \frac{\lambda}{d}$ и $\frac{v}{2g}$, а затем по последней формуле подсчитывают значения p .

Пример. Для обслуживания данного объекта запроектирован воздухопровод; его всасывающая часть объединяет три отсоса, а после вентилятора воздух нагнетается по двум направлениям (рис. 53). Участки расчетной магистрали обозначены буквами (а, б, в, г, д); а ответвления — цифрами (1, 2, 3 — см. графу 1 в табл. 64). В соответствии с построенной схемой по масштабу выявлены длины участков (l в м, см. графу 2) и суммарные значения коэффициентов местных сопротивлений ($\Sigma \zeta$, см. графу 3).

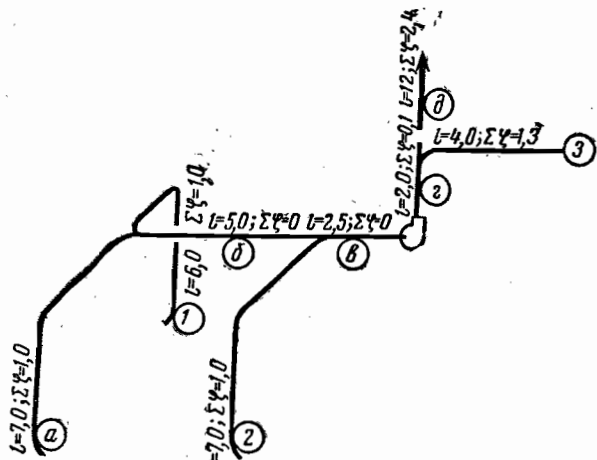


Рис. 53. Расчетная схема воздухопровода

На участке а имеется потеря давления на вход, в двух отводах и в тройнике — потеря на ответвление. Коэффициент местного сопротивления на вход для выбранной конструкции отсоса принят по справочнику равным 0,7. Круглый отвод (два одинаковых) запроектирован с углом 90° и радиусом закругления 2.

Его коэффициент местного сопротивления (см. выше стр. 40) составляет $\zeta = 0,73 \cdot a \cdot b \cdot c = 0,73 \cdot 1 \cdot 0,2 \cdot 1 = 0,15$.

Потеря давления в штанообразном тройнике с углом ответвления в 15° ввиду малости здесь и далее (кроме участка 3) не учитывается. Таким образом, суммарный коэффициент местных сопротивлений на участке а равен:

$$\Sigma \zeta = 0,7 + 2 \cdot 0,15 = 1,0.$$

На сборных участках б и в могут быть местные потери давления только в тройниках, которые ввиду малости не учитываются.

На участке г потеря давления в переходном патрубке от вентилятора ориентировочно оценивается коэффициентом местного сопротивления $\Sigma \zeta = 0,1$ (размеры выходного отверстия вентилятора и участка воздухопровода еще не выявлены).

На участке д располагается выпускная шахта, коэффициент местного сопротивления которой для выбранной конструкции с учетом выхода принят 2,4 (с плоским экраном и его относительным удалением 0,33 — см. выше

табл. 36). Так как потерей давления в тройнике пренебрегаем, то на участке д получаем $\Sigma \zeta = 2,4$. На однопотных участках 1 и 2 так же, как и на участке а, коэффициенты местных сопротивлений на вход приняты по 0,7, а в отводах — по 0,15, т. е. $\Sigma \zeta = 0,7 + 2 \cdot 0,15 = 1,0$.

На участке 3 происходит потеря давления на свободный выход ($\zeta = 1$) и в отводе ($\zeta = 0,15$). Кроме того, следует ориентировочно предусмотреть потерю давления на ответвление в тройнике ($\zeta = 0,15$), так как здесь может быть существенный перепад скоростей. Тогда суммарный коэффициент местных сопротивлений на участке 3 составит

$$\Sigma \zeta = 1,0 + 0,15 + 0,15 = 1,3.$$

По заданию расход через участки а, 1, 2 должен быть по $1000 \text{ м}^3/\text{час}$, а через участок 3 нужно направить $1500 \text{ м}^3/\text{час}$. Расходы через остальные участки (б, в, г, д) определяют простым сложением или вычитанием составляющих расходов (без учета подсосов или утечек), а полученные данные заносят в графу 4 таблицы 43.

Дальнейший расчет начнем с наиболее удаленного от вентилятора участка а, причем в соответствии с заданием ориентируемся на скорости порядка 13—14 м/сек.

Задаваясь для этого участка скоростью $v = 13 \text{ м/сек}$, (записываем это значение в графу 6 табл. 43) в соответствии с расходом $q = 1000 \text{ м}^3/\text{час}$, вычисляем диаметр воздухопровода

$$d = 1,13 \left(\frac{q}{v} \right)^{1/2} = 1,13 \left(\frac{1000}{3600 \cdot 13} \right)^{1/2} = 0,165 \text{ м} = 165 \text{ мм}.$$

Значительно удобнее и проще расчет производить по вспомогательной таблице (см. приложение 1). Для этого в левой вертикальной графе таблицы (см. стр. 212) находим скорость 13 м/сек и в соответствующей строке ищем ближайшее к заданному расходу значение в $995 \text{ м}^3/\text{час}$. Рядом с этой цифрой в строке указано значение $\frac{\lambda}{d} = 0,102$, которое записываем в графе 8. Эти обе цифры находятся в колонке искомого стандартного диаметра 165 мм, значение которого записываем в графе 5.

Одновременно во второй вертикальной графе вспомогательной таблицы рядом со значением выбранной скорости 13 м/сек находим и запишем в графу 7 расчетной таблицы соответствующую величину динамического давления

$$\frac{v}{2g} v^2 = \frac{1,2}{2 \cdot 9,81} 13^2 = 10,4 \text{ кг/м}^2.$$

Для участка б по скорости 13 м/сек находим во вспомогательной таблице для диаметра 235 мм расход $2030 \text{ м}^3/\text{час}$. При том же диаметре 235 мм расчетному расходу $2000 \text{ м}^3/\text{час}$ соответствует скорость

$$v = 13 \frac{2000}{2030} = 12,8 \text{ м/сек}$$

и динамическое давление

$$\frac{1,2}{2 \cdot 9,81} 12,8^2 = 10,0 \text{ кг/м}^2.$$

Эта интерполяция, очевидно, по смежным табличным данным может быть произведена с достаточной точностью в уме.

Значение $\frac{\lambda}{d} = 0,068$, соответствующее расходу $2030 \text{ м}^3/\text{час}$, пересчитать в данном случае не следует, так как оно весьма мало зависит от расхода (скорости).

Таблица 43

№ уч.	l, м	$\Sigma \zeta$	q м³/час	d мм	v м/сек	$\frac{v v^2}{2g}$ кг/м²	$\frac{\lambda}{d}$ 1/м	$l \frac{\lambda}{d}$	$\frac{\lambda}{d} + \Sigma \zeta$	P кг/м²	P' кг/м²	ΔP кг/м²
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
a	7	1,0	1000	165	13,0	10,4	0,102	0,71	1,71	17,8	17,8	—
б	5	—	2000	235	12,8	10,0	0,068	0,34	0,34	3,4	21,2	—
в	2,5	—	3000	285	13,1	10,5	0,053	0,13	0,13	1,4	22,6	—
г	2	0,1	3000	285	13,1	10,5	0,053	0,11	0,21	2,2	24,8	—
д	12	2,4	1500	195	14,0	12,0	0,084	1,00	3,40	40,5	35,3	—
е	6	1,0	1000	165	13,0	10,4	0,102	0,61	1,61	16,7	17,8	1,1
ж	7	1,0	1000	165	13,0	10,4	0,102	0,71	1,71	17,8	21,2	2,4
з	4	1,3	1500	195	14,0	12,0	0,084	0,34	1,64	19,7	40,5	20,8
3'	4	1,3	1500	165	13,5	23,3	0,095	0,38	1,68	39,1	40,5	1,4

Аналогичным образом для остальных участков воздухопровода определяем диаметры и уточняем скорости, динамические давления, а также значения $\frac{\lambda}{d}$.
В дальнейшем по заданным и подсчитанным данным подсчитываем потери давления по формуле:

$$p = \left(l \frac{\lambda}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{\gamma}{2g} v^2.$$

Для упрощения вычислений вначале путем перемножения результатов граф 2 и 8 определяем $l \frac{\lambda}{d}$ (графа 9), затем сложением результатов граф 9 и 3 получаем $\left(l \frac{\lambda}{d} + \Sigma \zeta \right)$ — графа 10 и, далее, путем перемножения результатов граф 7 и 10 находим p (графа 11).

В графе 12 нарастающим итогом записываем потери давления в магистрали до концов соответствующих участков, а для ответвлений — располагаемые для них давления.

Располагаемое давление для участка 1 равно подсчитанной потере давления на участке а, т. е. 17,8 кг/м², для участка 2 — сумме потерь давления на участках а б, т. е. 21,2 кг/м², а для участка 3 — потере давления на участке д (а не сумме потерь давления в участках а, б, в, г), т. е. 40,5 кг/м².

В графе 13 обозначены для ответвлений невязки Δp — разницы между потерями давлений в ответвлениях и располагаемыми для них давлениями.

Если эти невязки не превышают 5—10% от располагаемого давления, то перерасчет ответвлений можно не производить.

При большей разнице следует производить увязку путем изменения диаметра ответвления (см. стр. 80) или путем установки дросселирующей диафрагмы (см. стр. 33).

В нашем примере для участка 3 получилась недопустимая невязка в 20,5 кг/м², т. е. в $\frac{20,5}{40,5} \cdot 100 = 51\%$. При уменьшении диаметра со 195 до 165 мм ответвление увязалось, хотя скорость значительно возросла и вышла из заданных пределов (19,5 м/сек вместо 13—14 м/сек).

Общая потеря давления в рассчитанном воздухопроводе определяется суммой потерь давлений во всех участках магистрали, т. е. 65,3 кг/м². По этому давлению и производительности 3000 м³/час следует производить подбор вентилятора.

Существуют и многие другие методы расчета воздухопроводов. Суть одного из них заключается в том, что потери в местных сопротивлениях приводят к виду потерь на трение (в вышеописанном методе, наоборот, потери давления на трение как бы приводят к виду коэффициента местного сопротивления $\zeta_0 = \frac{\lambda}{d}$).

Действительно, представим себе потерю давления в местном сопротивлении и равновеликую потерю давления на трение при неизменном динамическом давлении, т. е.

$$\zeta \frac{\gamma}{2g} v^2 = l_0 \frac{\lambda}{d} \frac{\gamma}{2g} v^2,$$

откуда следует, что эквивалентная длина

$$l_0 = \zeta \frac{d}{\lambda}.$$

а общая потеря давления на участке

$$p = (l + l_0) \frac{\gamma}{2g} v^2.$$

Выбор того или иного метода расчета определяется только удобством использования и не может влиять на точность результатов.

20. Увязка ответвлений

Если в результате расчета ответвлений потери давления в узлах не увязываются (вместо p получается p_1), то для увязки, при сохранении ранее принятых расходов q (неизменными, очевидно, остаются и фактические или приведенные длины участка l), ищут новые диаметры (d вместо d_1) из соотношений

$$\frac{p}{p_1} = \frac{\frac{\lambda}{d} l \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2}{\frac{\lambda_1}{d_1} l \cdot \frac{\gamma}{2g} v_1^2} = \frac{\frac{\lambda}{d} l \cdot \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{q^4}{\pi d^5}\right)^2}{\frac{\lambda_1}{d_1} l \cdot \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{q_1^4}{\pi d_1^5}\right)^2} = \frac{\lambda}{\lambda_1} \frac{d_1^5}{d^5} \approx \left(\frac{d_1}{d}\right)^5$$

или

$$\frac{d}{d_1} = \left(\frac{p_1}{p}\right)^{1/5},$$

откуда

$$d = d_1 \left(\frac{p_1}{p}\right)^{1/5}.$$

Если в увязанных по потерям давления ответвлениях нужно изменить расход (q вместо q_1), то новые диаметры (d вместо d_1) можно определить из условия, что

$$p = p_1$$

или

$$\frac{\lambda}{d} l \cdot \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{q^4}{\pi d^5}\right)^2 = \frac{\lambda_1}{d_1} l \cdot \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{q_1^4}{\pi d_1^5}\right)^2$$

и

$$\lambda \frac{q^2}{d^5} = \lambda_1 \frac{q_1^2}{d_1^5} \text{ или } \left(\frac{d}{d_1}\right)^5 \approx \left(\frac{q}{q_1}\right)^2,$$

откуда

$$d = d_1 \left(\frac{q}{q_1}\right)^{2/5}.$$

Возведение в степень $1/5$ и $2/5$, во избежание логарифмирования, можно производить по вспомогательным таблицам (см. «Приложения»).

Подсчет с достаточной точностью также можно производить по биному Ньютона, беря сумму первых двух членов

$$a^{1/5} = [1 + (a - 1)]^{1/5} = 1 + \frac{1}{5}(a - 1),$$

тогда

$$a^{2/5} = \left[1 + \frac{1}{5}(a - 1)\right]^2.$$

Примеры: а) В результате расчета, при $d_1 = 100$ мм была получена потеря давления $p_1 = 40$ кг/м² в то время как давление в узле составляет $p = 50$ кг/м². Необходимый диаметр

$$d = 100 \left(\frac{40}{50}\right)^{1/5} = 100 \cdot 0,958 = 96 \text{ мм};$$

б) в увязанном ответвлении, при диаметре $d = 96$ мм, изменился заданный расход с $q = 200$ м³/час до $q_1 = 350$ м³/час, в связи с чем следует изменить диаметр на

$$d_1 = 96 \left(\frac{350}{200}\right)^{2/5} = 96 \cdot 1,251 = 120 \text{ мм}.$$

При расчете может возникнуть необходимость увязки не только простых ответвлений, но и состоящих из нескольких участков сложных ответвлений.

В этом случае следует сначала просчитать магистраль сложного ответвления и, если ее суммарное давление не будет соответствовать давлению в узле, то все участки магистрали пересчитываются обратно пропорционально отношению давлений в степени $1/5$, в соответствии с выведенной выше формулой. Затем, по значениям пересчитанных давлений ответвления увязываются обычным способом по той же формуле.

Пример. Давление в узле $p = 10$ кг/м², а получились при расчете в магистрали ответвления при выбранных диаметрах $d_a = 150$ мм и $d_b = 100$ мм;

$$p_a = p_b + p_c = 8 + 6 = 14 \text{ кг/м}^2,$$

где p_{ab} и p_c — потери давления в участках a и b .

В связи с этим диаметры необходимо увеличить в $\left(\frac{14}{10}\right)^{1/5} = 1,07$ раза, т. е. $d_a^1 = 150 \cdot 1,07 = 165$ мм и $d_b^1 = 100 \cdot 1,07 = 107$ мм.

При монтаже обычно приходится применять воздухопроводы стандартных диаметров, которые часто отличаются от определяемых по расчету. В этом случае расходы по ответвлениям перераспределяются, в результате могут быть нарушены проектные условия. Для предотвращения этого (если нет возможности при расчете произвести увязку путем изменения диаметров) необходимо предусмотреть дросселирующие устройства. При отсутствии в воздухе механических примесей для этой цели наиболее удобны диафрагмы.

Представим себе, что при наиболее подходящем диаметре потеря давления в ответвлении, по сравнению с давлением в узле, получилась меньше на Δp .

Для ответвления известна скорость v , а следовательно и $\frac{\gamma}{2g} v^2$, в связи с чем коэффициент местного сопротивления устанавливаемой здесь диафрагмы должен составить

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\frac{\gamma}{2g} v^2}$$

Из табл. 10 находим в соответствии с полученной ζ отношение площади отверстия в диафрагме к площади трубы $\frac{f}{F} = \left(\frac{d}{d_0}\right)^2$, а так как известно d , то искомое легко определяется по формуле

$$d_0 = d \sqrt{\frac{F}{f}}$$

Пример. В ответвлении диаметром $d=200$ мм, при динамическом давлении потока $\frac{\gamma}{2g} v^2 = 2,5 \text{ кг/м}^2$, требуется погасить при помощи диафрагмы избыточное давление $\Delta p = 75 \text{ кг/м}^2$. Коэффициент местного сопротивления диафрагмы $\zeta = \frac{75}{2,5} = 30$, чему в табл. 10 соответствует $\frac{f}{F} = 0,25$.

Диаметр отверстия диафрагмы $d_0 = 200 \sqrt{0,25} = 100$ мм.

21. Характеристики сетей

Ранее было показано, что для участка воздухопровода

$$\begin{aligned} p &= \left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta \right) \frac{\gamma}{2g} v^2 = \left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta \right) \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{q^4}{\pi d^2} \right)^2 = \\ &= \left[\left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta \right) \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{4}{\pi d^2} \right)^2 \right] q^2. \end{aligned}$$

Если бы λ и $\Sigma \zeta$ не зависели от Re , т. е. от v и d , то

$$\left[\left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta \right) \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{4}{\pi d^2} \right)^2 \right] = \text{const}$$

и для всего воздухопровода была бы справедлива зависимость

$$p = kQ^2.$$

В общем случае однако

$$p = kQ^n,$$

где для ламинарного течения $n=1$, а для турбулентного $n=1,75-2$ (меньшее значение для гидравлически гладкого, а большее — для гидравлически шероховатого воздухопровода).

Кроме того, в сетях возможны потери давления, которые не зависят от расхода, например при разности давлений в объемах всасывания и нагнетания. Это так называемые гидростатические составляющие давления, с учетом которых уравнение может быть записано в следующем наиболее общем виде

$$p = p_0 + kQ^n.$$

Коэффициент k главным образом зависит от геометрических размеров сети и его значение тем больше, чем длиннее и сложнее сеть. Показатель степени n главным образом зависит от характера течения потока. Полученное уравнение называется уравнением характеристики сети, а график, выражающий в соответствии с этим уравнением зависимость потери давления в сети от расхода через нее, характеристикой сети (рис. 54).

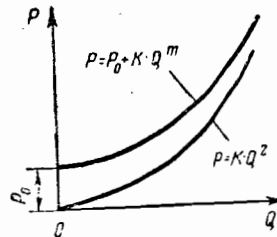


Рис. 54. Характеристика сети

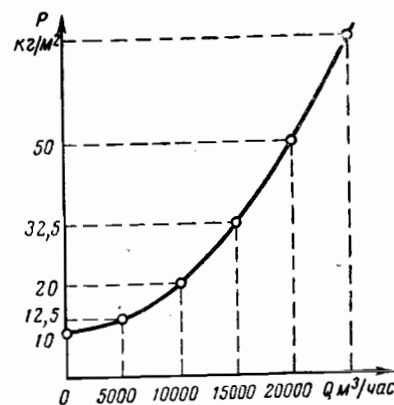


Рис. 55. Построение характеристики сети

Характеристика сети может быть построена по точкам, resultирующим его расчет при различных расходах, или получена опытным путем при продувке.

При помощи характеристики сети можно быстро и весьма наглядно определить расход воздуха через сеть при заданной потере давления или, наоборот, потерю давления при заданном расходе.

Только при помощи характеристики сети, как будет показано в главе VIII, можно наиболее просто и наглядно анализировать совместную работу вентилятора и сети.

Во многих случаях, когда гидростатические составляющие давления отсутствуют и имеется турбулентное течение при гидравлических шероховатых поверхностях, характеристика сети представляет собой квадратичную параболу, исходящую из начала координат и имеющую уравнение $p = kQ^2$.

Для построения такой простейшей характеристики сети достаточно ограничиться одной парой получаемых из расчета значений p и Q .

Пример. Построить характеристику сети, если из расчета известно, что $p=50 \text{ кг/м}^2$, при $Q=20\,000 \text{ м}^3/\text{час}$, а уравнение характеристики сети имеет вид $p=10+kQ^2$.

Из уравнения определяем

$$k = \frac{p-10}{Q^2} = \frac{50-10}{20000^2} = 1 \cdot 10^{-7};$$

$$p = 10 + 1 \cdot 10^{-7} Q^2.$$

Отсюда, задаваясь значениями Q , вычисляем p (табл. 44), а по точкам строим график (рис. 55),

Таблица 44

$Q \text{ в м}^3/\text{час}$	0	5000	10 000	15 000	20 000	25 000
$p \text{ в кг/м}^2$	10	12,5	20	32,5	50	72,5

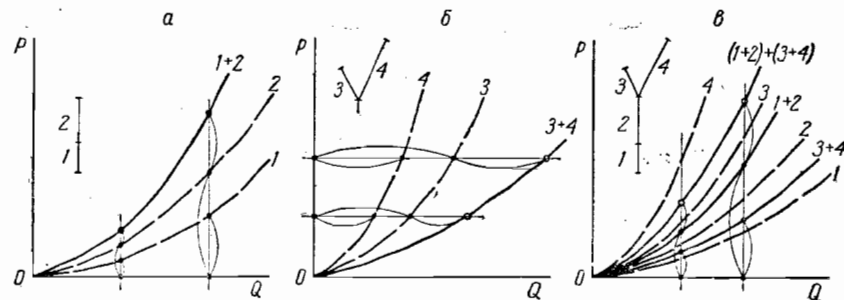


Рис. 56. Сложение характеристик сетей

Характеристика сложной сети может быть получена путем сложения характеристик отдельных участков и ответвлений.

Суммарная характеристика последовательно соединенных участков получается путем сложения ординат (p рис. 56, а), а параллельно соединенных — путем сложения абсцисс (Q , рис. 56, а). Соответственно строится суммарная характеристика последовательно и параллельно соединенных участков (рис. 56, в).

Всякую сеть можно условно заменить так называемым эквивалентным отверстием F_0 , через которое при одной

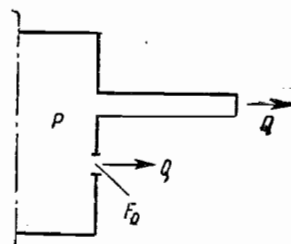


Рис. 57. Эквивалентное отверстие

и той же потере давления может быть пропущен одинаковый расход (рис. 57). Если при истечении через такое отверстие потеря давления будет определяться только на выходе, т. е.

$$p = \frac{\gamma}{2g} v^2,$$

где

$$v = \frac{Q}{F_0},$$

то после подстановки

$$F_0 = \frac{Q}{\sqrt{\frac{2gp}{\gamma}}} \text{ и } \frac{\gamma}{F_0^2 2g} = \frac{p}{Q^2},$$

а поскольку по условиям для данной сети

$$\frac{\gamma}{F_0^2 2g} = k,$$

то

$$k = \frac{p}{Q^2} \text{ и } p = kQ^2,$$

т. е. приходим к частному случаю уравнения характеристики сети причем

$$F_0 = \sqrt{\frac{\gamma}{k2g}}.$$

Таким образом, весьма удобным обозначением сети в виде эквивалентного отверстия F_0 можно пользоваться только при отсутствии гидростатических составляющих давления, наличии турбулентного течения и при гидравлически шероховатых поверхностях.

ТИПЫ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Вентиляторами называют воздухоудные машины, предназначенные для подачи воздуха * при потерях давления в воздухопроводах, не превышающих 1500 кг/м^2 .

Воздуходувные машины, рассчитанные на большие давления и называемые воздухоудками и компрессорами, существенно отличаются от вентиляторов по конструкции и здесь не рассматриваются. По принципу действия вентиляторы разделяют на центробежные и осевые. В тех и других давление создается в результате закручивания и сжатия воздуха вращающимся колесом.

22. Классификация вентиляторов по критерию быстроходности

Центробежные и осевые вентиляторы, равно как и всякие другие лопаточные машины, весьма удобно классифицировать по значению критерия быстроходности, иначе называемого удельным числом оборотов.

Критерий быстроходности определяется в зависимости от производительности ($Q \text{ м}^3/\text{сек}$) и давления ($p \text{ кг/м}^2$) при оптимальном режиме работы (максимальном к. п. д.), числа оборотов ($n \text{ об/мин}$) и плотности воздуха ($\rho \text{ кг сек}^2/\text{м}^4$) по формуле

$$n_{y\partial} = c \frac{Q^{1/2} n}{\left(\frac{p}{\rho}\right)^{3/4}},$$

где c — числовой коэффициент пропорциональности.

В дальнейшем будет обоснован вывод этой формулы и доказано, что геометрически подобные вентиляторы**, вне зависимости от их

* Здесь и далее давление вентиляторов указывается применительно к воздуху при плотности $\rho_0 = 0,122 \text{ кг сек}^2/\text{м}^4$ или объемном весе $\gamma_0 = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

** Вентиляторы считают геометрически подобными, если все проточные размеры (диаметр входа, ширина колеса, кожуха и т. д.) одного из них могут быть получены умножением на одно и то же число соответствующих размеров другого вентилятора.

размеров, числа оборотов и плотности воздуха, имеют одинаковое значение критерия быстроходности.

В свое время в ЦАГИ было предложено принять $c=20\pi$, т. е. вычислять критерий быстроходности по формуле

$$n_{y\partial} = 20\pi \frac{Q^{1/2} n}{\left(\frac{p}{\rho}\right)^{3/4}}.$$

Позднее, в целях упрощения, было решено принять $c=0,87$, и тогда для плотности воздуха при стандартных условиях

$$\rho_0 = 0,122 \text{ кг сек}^2/\text{м}^4;$$

$$n_y = 0,87 \frac{Q^{1/2} n}{\left(\frac{p}{0,122}\right)^{3/4}} = \frac{Q^{1/2} \cdot n}{\rho^{3/4}} = \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt{\rho V \rho}}.$$

Можно подсчитать, что для воздуха при стандартных условиях

$$\frac{n_{y\partial}}{n_y} \approx 13.$$

В дальнейшем критерий быстроходности везде приводится в соответствии с новой формулой.

23. Центробежные вентиляторы

Центробежный вентилятор (рис. 58) представляет собой расположенное в спиральном кожухе лопаточное колесо, при вращении которого воздух, поступающий через входное отверстие, попадает в каналы между лопатками колеса и под действием центробежной силы перемещается по этим каналам, собирается спиральным кожухом и направляется в его выпускное отверстие.

Центробежные вентиляторы состоят из трех основных элементов (рис. 59): колеса с лопатками (иногда называемого ротором турбиной), спирального кожуха и станины с валом и подшипниками.

Центробежные колеса обычно состоят из лопаток, переднего диска (кольца), заднего диска и ступицы.

Литые или точеные ступицы, предназначенные для насаживания колес на валы, приклепывают, крепят болтами или приваривают к задним дискам. К дискам в свою очередь приклепывают

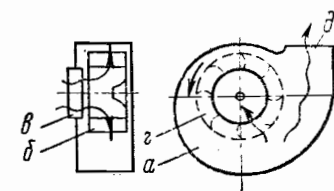


Рис. 58. Схема центробежного вентилятора:
а — спиральный кожух; б и г — лопаточное колесо; в — входное отверстие; д — выходное отверстие

лопатки, которые для этой цели отбортовывают или снабжают уголками.

Лопатки обычно укрепляют между передним и задним дисками. Вентиляторы специального назначения, например пылевые, выполняют с консольным расположением лопаток без переднего диска, а в некоторых случаях и без заднего диска (открытое колесо). Колеса чаще всего склепывают из листового металла, но встречаются и литые колеса. При изготовлении колес для дымососов широко применяется сварка.

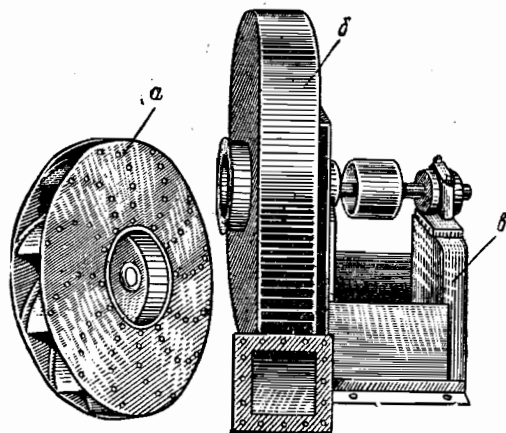


Рис. 59. Центробежный вентилятор:
а — колесо с лопатками; б — спиральный кожух; в — станина

По предложению С. А. Рысина, весьма легкие и дешевые колеса изготавливают штамповкой. Для этой цели в полосе листовой стали делают высеки, отгибаемые затем в виде лопаток, после чего полосу свертывают по окружности и укрепляют между дисками.

Получили распространение также колеса, лопатки которых крепятся к дискам посредством оставляемых при штамповке шипов. Их вставляют в предусмотренные для них отверстия и отгибают или расклепывают. Таким путем обеспечивается большая точность сборки, а в связи с этим и устойчивость аэродинамических качеств.

Широкие колеса в целях большой прочности иногда снабжают тягами, соединяющими передние кольца со ступицами.

Зазор между колесом и входным патрубком кожуха не должен превышать 1% от диаметра колеса. Влияние зазора увеличивается с уменьшением быстроходности, так как даже при небольшом количестве протекающего через него воздуха, доля последнего в общем количестве засасываемого воздуха становится значительной.

Спиральные кожухи сваривают или склепывают преимущественно из листовой стали; их также можно соединять на фальцах. Можно применять литые спиральные кожухи (рис. 60), имеющие хорошие в аэродинамическом отношении формы, но при больших размерах вентиляторов они чересчур тяжелы. Спиральные кожухи больших вентиляторов устанавливают на самостоятельных опорах, у малых вентиляторов их крепят к станинам.

Станины отливают из чугуна или сваривают из стали. На станинах, в подшипниках, чаще всего шариковых, устанавливают также и валы. Колеса на валах укрепляют шпонками и стопорными болтами.

Если вентиляторы предназначены для ременной передачи, то на валы между подшипниками (рис. 61, позиция 3) или консольно (позиция 2) насаживают шкивы.

Колеса на валы чаще всего надевают консольно. При двустороннем всасывании, однако, консольное расположение колеса на валу не применяется. Установка колес на валах между двумя опорами (рис. 61, поз. 5, 6, 7) обеспечивает более спокойный режим

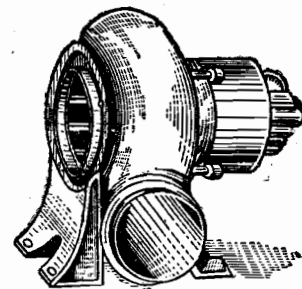


Рис. 60. Центробежный вентилятор с литым кожухом

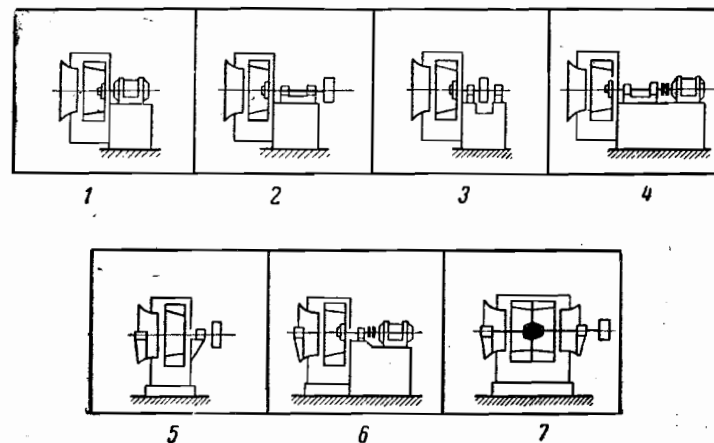


Рис. 61. Способы соединения вентиляторов с двигателями

работы вентилятора, но усложняет конструкцию, монтаж и присоединение его к воздухопроводу.

Несомненные преимущества в смысле надежности, компактности, экономичности и бесшумности имеют вентиляторы, колеса

которых насаживаются непосредственно на валы двигателей (см. рис. 60), но такое соединение рекомендуется при малых размерах вентиляторов. В больших вентиляторах колеса с валами двигателей можно соединять при помощи промежуточных муфт (рис. 61, позиция 4). Если наблюдать со стороны, противоположной всасыванию, то вентиляторы, в которых колеса правильно вращаются по часовой стрелке, будут называться правыми, а против часовой стрелки — левыми.

Правильным будет вращение колес по ходу разворота спиральных кожухов. При обратном вращении колес производительность

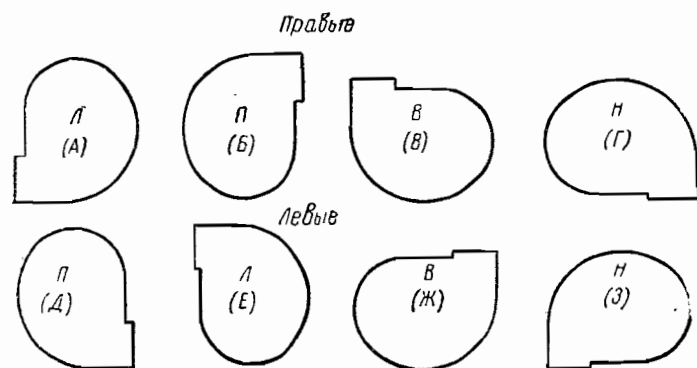


Рис. 62. Направление выходных отверстий

вентиляторов резко уменьшается, но реверсирования, т. е. изменения направления подачи, не происходит.

Положение кожуха принято обозначать литерами (рис. 62). Кожух с расположением выходного отверстия вверх обозначается литерой В, вниз — Н, вправо — П, влево — Л. Возможны промежуточные положения (под углом к горизонту в 45°): ВЛ, ВП, НЛ и НП. Кроме того, следует указать и направление вращения (правое и левое). Ранее применявшиеся обозначения порядковыми литерами (А, Б, В, Г, Д, Е, Ж, З, см. рис. 62) менее наглядны.

Центробежные вентиляторы принято разделять на вентиляторы низкого давления ($p < 100 \text{ кг/м}^2$), среднего давления ($p < 300 \text{ кг/м}^2$) и высокого давления ($p > 300 \text{ кг/м}^2$). Указанное разделение весьма условно, так как недостаточно определять тип вентилятора по одному давлению без указания производительности. Например, вентилятор высокого давления при уменьшении числа оборотов может создавать среднее и даже низкое давление. Поскольку наибольшее число оборотов и соответственно наибольшее давление определяются прочностью колеса, это разделение, однако, имеет некоторое обоснование.

Значительно удобнее классифицировать вентиляторы по значению критерия быстроходности на оптимальном режиме работы.

Вентиляторы, приспособленные для перемещения дымовых газов, принято называть дымососами, а для перемещения воздуха, засоренного механическими примесями, — пылевыми вентиляторами.

За последнее время за границей и у нас начинают получать применение вентиляторы, расположенные непосредственно на кровле, для свободного отсасывания или нагнетания воздуха — крышные вентиляторы.

Для обеспечения широких пределов производительности вентиляторы проектируют сериями, состоящими из нескольких разных по размерам, но обычно геометрически подобных номеров. Номер вентилятора чаще всего определяется наружным диаметром колеса, измеренным в дециметрах.

Прежде широкое распространение имели центробежные вентиляторы низкого давления «Сирокко» (ГОСТ 90033-40) с большим числом (48—64) широких, загнутых вперед и коротких в радиальном направлении лопаток.

Спиральные кожухи этих вентиляторов отличаются большой шириной. Отношение диаметра входного отверстия к диаметру колеса также велико. Такие вентиляторы наиболее удобны для подачи сравнительно больших объемов воздуха при невысоких давлениях (до 100 кг/м^2 , например, в установках приточной или вытяжной вентиляции), так как в этих случаях они оказываются по габаритам меньше центробежных вентиляторов многих других серий. Окружную скорость колеса (на концах лопаток) нормально изготовленных центробежных вентиляторов низкого давления «Сирокко», по соображениям прочности, не следует принимать больше 30 м/сек . Сейчас эти вентиляторы не выпускаются.

Центробежные вентиляторы среднего давления «Сирокко» (ГОСТ 649-41) отличаются от описанных выше относительно меньшими диаметрами входных отверстий. Их колеса имеют меньшее число лопаток (24) трапецевидной формы, что обеспечивает большую жесткость конструкции. Лопатки крепят к переднему и заднему дискам. Окружные скорости таких нормально изготовленных колес, по соображениям прочности, не следует принимать более 50 м/сек .

Центробежные вентиляторы среднего давления можно применять при давлениях до 300 кг/м^2 в качестве дымососов, для отсасы-

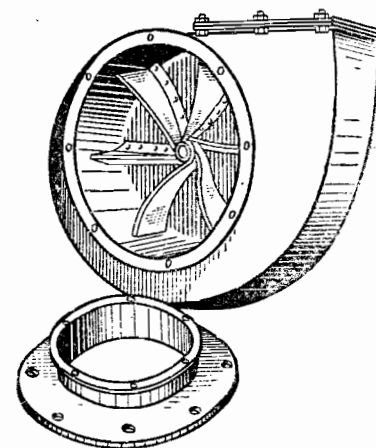


Рис. 63. Центробежный пылевой вентилятор ЦАГИ

вания запыленного воздуха и для других целей. Эти вентиляторы сейчас также не выпускаются.

У центробежных пылевых вентиляторов ЦАГИ (ГОСТ 649-41, рис. 63) колеса снабжены шестью длинными, доходящими до втулок и загнутыми вперед лопатками. Такая конструкция колес обеспечивает достаточную их прочность, особенно при наличии переднего диска, сводит к минимуму возможность засорения вентиляторов механическими примесями, имеющимися в воздухе (опилки, стружки, волокна), а также упрощает изготовление. Описанные вентиляторы выгодны в эксплуатационном отношении, так как имеют круто падающую характеристику (см. ниже стр. 149).

Они наиболее пригодны для перемещения запыленного воздуха, но могут быть также использованы для подачи чистого воздуха и дымовых газов.

По соображениям прочности окружные скорости нормально изготовленных колес пылевых вентиляторов допускается принимать до 45—50 м/сек, чему соответствуют давления в 200—250 кг/м².

Разработанная заводом «Сирокко» серия центробежных вентиляторов высокого давления (см. рис. 59) отличается очень узкими кожухами и относительно малыми размерами входных и выходных отверстий. Вентиляторы имеют 12 сравнительно узких и длинных лопаток, загнутых вперед и скрепленных передним диском. Окружные скорости колес допускаются до 100—120 м/сек. Эти вентиляторы можно применять для относительно малых подач при давлениях до 1500 кг/м². Они имеют достаточно высокий к. п. д.*

Центробежные вентиляторы высокого давления применяются в качестве воздуходувок, для установок нагнетательного пневматического транспорта и др.

Позднее были разработаны и внедрены в серийное производство вентиляторы ВРН, ВРС (низкого и среднего давления), ЭВР (специально предназначенные для непосредственного соединения с электродвигателями, рис. 64 **), Ц9-55 (или, как они иногда обозначались, ЦВ-55-38), а также вентиляторы ЦАГИ-СТД, Ц6-46 (видоизмененные пылевые вентиляторы ЦАГИ), Ц7-40 (пылевые вентиляторы Боброва, доработанные МИИГС и ВНИИСТО) и некоторые другие типы. Аэродинамические схемы, характеристики и сведения о производстве всех этих вентиляторов приведены в приложениях.

С 1956 г. был введен в действие новый ГОСТ 5976-55 (взамен ГОСТ 5976-51), в котором содержатся основные технические требования к центробежным вентиляторам общего назначения (для

* Мало отличающиеся по размерам и характеристике вентиляторы высокого давления во ВНИИСТО были названы ВВД, а в ЦАГИ — Ц8-18. В «Приложениях» для вентиляторов высокого давления приведены данные ЦАГИ (Ц8-18).

** Этот тип вентилятора можно приспособить для работы со шкивом: в этом случае он называется ВР.

систем вентиляции, воздушного отопления, отсасывания пыли и дутья).

В соответствии с этим в ГОСТ указываются основные размеры колес и кожухов вентиляторов, устанавливаются определенная номенклатура вентиляторов (нумерация, маркировка), форма их исполнения и способы соединения с двигателями.

Согласно новой маркировке вентилятору присваивается индекс, в котором буквами обозначаются:

1) группа вентилятора низкого давления — *н. д.*, среднего — *с. д.*, высокого — *в. д.*;

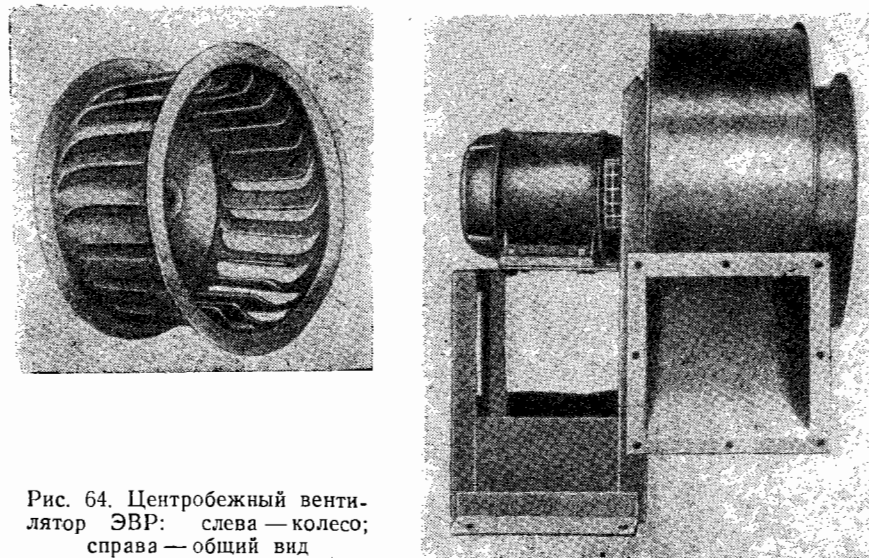


Рис. 64. Центробежный вентилятор ЭВР: слева — колесо; справа — общий вид

2) класс вентилятора — буквой Ц;

3) коэффициент давления при оптимальном режиме — цифрой, соответствующей 10-кратной величине этого коэффициента, округленной до целых единиц (о коэффициенте давления см. на стр. 104);

4) критерий быстроходности при оптимальном режиме обозначается цифрой, округленной до целых единиц;

5) номер вентилятора — цифрой, выражающей размер диаметра колеса в дециметрах;

6) выполнение по конструктивной схеме — словом *исполнение* и цифрой согласно рис. 56;

7) направление вращения — словами *левый* или *правый*,

8) номер стандарта — ГОСТ 5976-55.

Положение кожуха для малых номеров не обозначают, так как предполагается поворотный кожух.

Например, центробежный вентилятор с коэффициентом давления 0,503, быстроходностью 49, № 4, с посадкой колеса непосредственно на вал двигателя, левого вращения должен маркироваться индексом: «Вентилятор с. д., Ц5-49, № 4, исполнение — 1, правый, ГОСТ 5976-55».

Особо важным требованием нового ГОСТа является обеспечение высокого максимального к. п. д. вентиляторов; эти значения должны быть не ниже 0,6—0,7 в зависимости от типа машины.

Из целого ряда вновь разработанных конструкций центро-

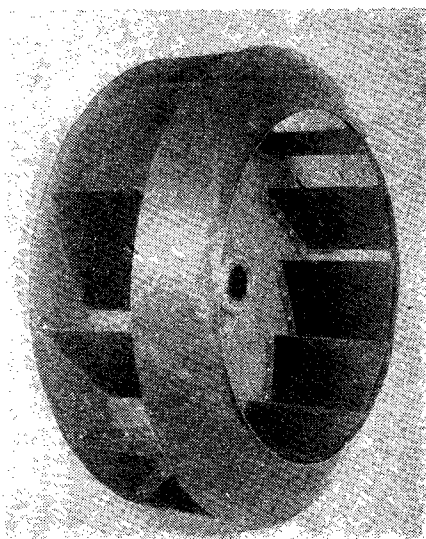
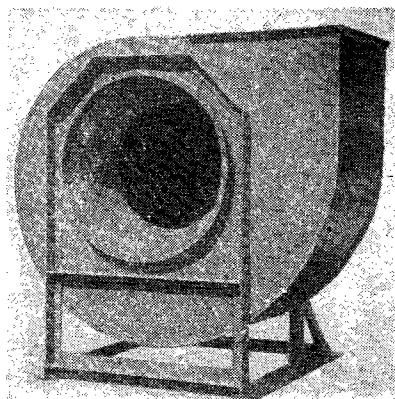


Рис. 65. Центробежный вентилятор Ц4-70: слева — общий вид; справа — лопастное колесо

бежных вентиляторов общего назначения особо следует остановиться на разработанном в ЦАГИ и уже освоенном в серийном производстве вентиляторе Ц4-70 (рис. 65, приложение III).

У этого вполне современного вентилятора колесо коническое, 12 прямых лопаток загнуты назад. Всасывающий патрубок кожуха выполнен в виде коллектора, кромки которого заведены внутрь колеса, спиральный кожух постоянной ширины с языком. Максимальное значение к. п. д. вентилятора Ц4-70 достигает 0,8, а давление при окружной скорости на концах лопаток до 50 м/сек — $100 \div 130 \text{ кг/м}^2$.

При усилении конструкции колеса может быть допущена бо́льшая окружная скорость и достигнуто давление свыше 300 кг/м².

Интересен двухсторонний центробежный вентилятор Ц4-94/2, представляющий собой конструкцию двух параллельно соединенных вентиляторов Ц4-70.

У этого вентилятора весьма высокий критерий быстроходности (94), т. е. он может обеспечивать относительно большую производительность.

Двухсторонние вентиляторы особенно удобно применять в установках, работающих на нагнетание, так как при расположении колес на одном валу между подшипниками обеспечивается наиболее спокойная и надежная работа.

Для получения больших давлений при ограничении окружных скоростей, а значит, при обеспечении бо́льшей надежности и бесшумности в работе, целесообразно применять двухступенчатые последовательно соединенные вентиляторы. Примером такой конструкции может служить разработанный нами вентилятор Ц9-5(2) (рис. 66).

Весьма перспективны прямоточные центробежные вентиляторы (например, разработанный в ЦАГИ вентилятор Ц4-53), у которых направление потока на входе и выходе одинаково.

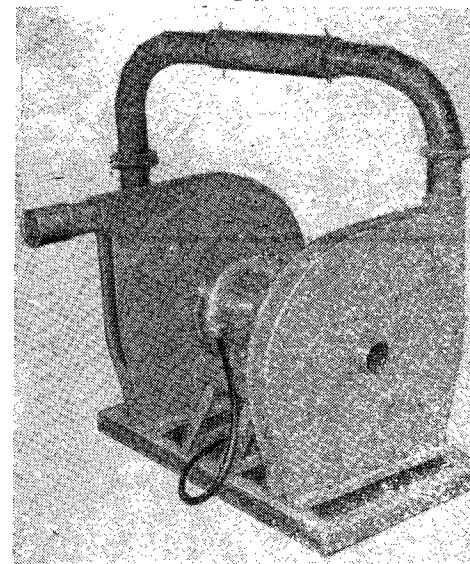


Рис. 66. Центробежный вентилятор Ц9-5(2)

24. Осевые вентиляторы

Осевой вентилятор (рис. 67) представляет собой расположенное в цилиндрическом кожухе лопаточное колесо, при вращении которого поступающий через входное отверстие воздух под воздействием лопаток перемещается между ними в осевом направлении, причем давление его увеличивается. Затем воздух поступает в выпускное отверстие, иногда снабжаемое диффузором.

Простейшие осевые вентиляторы состоят из двух основных частей (рис. 68) — осевого лопаточного колеса и кожуха.

Во многих конструкциях осевые колеса насаживают непосредственно на валы двигателей, а двигатели, укрытые соответствующими обтекателями, располагают внутри кожуха в потоке. В ряде случаев двигатель выносится из потока (рис. 69).

Внутренние диаметры цилиндрических кожухов должны обеспечивать вращение колес с минимальными зазорами, т. е. с минимальными расстояниями между концами лопаток и внутренними

поверхностями кожухов. Зазоры не должны превышать 1,5% длины лопатки ($\delta \leq 0,015 \frac{D-d}{2}$, см. рис. 67), так как большие зазоры резко ухудшают аэродинамические качества осевых вентиляторов.

При отсутствии всасывающего воздухопровода на входе необходимо устанавливать коллектор, обеспечивающий хорошее заполнение входного сечения вентилятора.

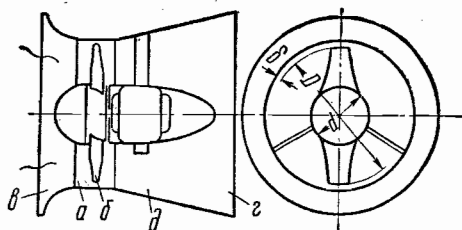


Рис. 67. Схема осевого вентилятора: а — цилиндрический кожух; б — лопаточное колесо; в — входное отверстие; г — выпускное отверстие; д — диффузор

В современных больших осевых вентиляторах на выходе, помимо осевых диффузоров, обычно устанавливают за колесами спрямляющие поток аппараты. Весьма целесообразна также установка направляющих лопаток на входе, позволяющих осуществлять экономичное регулирование.

Колеса осевых вентиляторов (рис. 70) состоят из втулок и

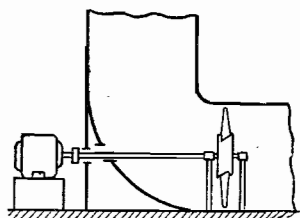


Рис. 68. Осевой вентилятор

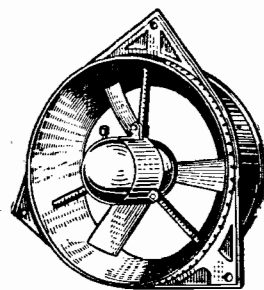


Рис. 69. Осевой вентилятор с вынесенным двигателем

прикрепленных к ним лопаток. В зависимости от профиля лопаток осевые колеса называют нереверсивными или реверсивными.

В действительности все осевые колеса реверсивны, так как при изменении направления вращения меняется направление подачи. Но называть реверсивными принято только колеса с лопат-

ками, которые имеют симметричный профиль и поэтому работают одинаково в обоих направлениях вращения.

В аэродинамическом отношении более совершенны лопатки со специально рассчитанным несимметричным профилем.

При правильном направлении вращения лопатки должны перемещаться тупой кромкой или вогнутостью вперед. При вращении острой кромкой или выпуклостью вперед работа вентилятора существенно ухудшается.

Лопатки осевых колес, рассчитанные на основе вихревой теории Н. Е. Жуковского, по мере приближения к втулке расширяются и закручиваются.

В целях упрощения конструкции, что связано, однако, с некоторым ухудшением аэроди-

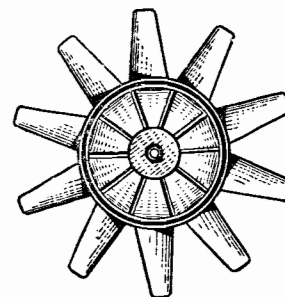


Рис. 70. Осевое колесо

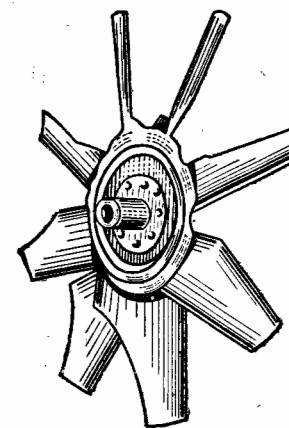


Рис. 71. Штампованное осевое колесо

намических качеств, применяют незакрученные лопатки, имеющие постоянную ширину.

Втулки осевых колес бывают сварные и литые. Лопатки осевых колес делают из листового металла или отливают. Втулки и лопатки возможно изготовлять одновременно штамповкой целых колес из листового металла (рис. 71), пластмассы или путем отливки. Лопатки осевых колес, выполняемые из листового металла, можно непосредственно штамповать в горячем состоянии. К втулкам лопатки приклепывают, приваривают или крепят при помощи стержней. Лопатки на стержнях, а также литые с приливами, закрепляются внутри втулок, что позволяет устанавливать их под разными углами к плоскости вращения. Осевые колеса с поворотными лопатками очень удобно регулировать путем изменения угла установки.

Для изменения направления потока достаточно изменить направление вращения реверсивного колеса, а для того, чтобы нереверсивное колесо работало без снижения эффективности, его нужно и перевернуть на валу. Нереверсивное колесо с поворотными

лопатками при изменении направления вращения можно не перекручивать на валу, а повернуть лопатки на 180° .

Осевые нереверсивные колеса, которые правильно вращаются против часовой стрелки по отношению к наблюдателю, находящемуся на стороне всасывания, называются правыми; осевые реверсивные колеса, которые правильно вращаются по часовой стрелке по отношению к наблюдателю, находящемуся на стороне всасывания, называют левыми колесами.

Промышленность часто выпускает не осевые вентиляторы, а только осевые колеса и поэтому изготовлять кожух и соединять колесо с двигателем приходится на месте при монтаже. Вследствие этого могут быть допущены отклонения (главным образом в отношении величины зазора) и, следовательно, снижены эксплуатационные качества вентиляторов.

Вначале наибольшее распространение имели нереверсивные двух-, трех- и четырехлопаточные осевые вентиляторы ЦАГИ (соответственно именовавшиеся сериями №№ 18, 7 и 4), а также реверсивные осевые вентиляторы ЦАГИ с восемью поворотными лопатками.

Затем в ЦАГИ были разработаны и внедрены в серийное производство осевые вентиляторы М, МЦ, Д, В, У, а за последнее время — еще более совершенные серии ЦЗ-04 и УК-2 (более подробные сведения об этих сериях см. в приложении IV).

25. Сравнение центробежных и осевых вентиляторов

Центробежные вентиляторы предпочтительно применять для подачи воздуха при значительных давлениях, а осевые — для подачи относительно больших объемов воздуха при небольших давлениях.

Ориентировочно границу между областью применения центробежных и осевых вентиляторов определяет величина критерия быстротности. При $n_v < 100$ обычно выбирают центробежные, а при $n_v > 100$ — осевые вентиляторы.

Следует заметить, что работа всяких вентиляторов всегда сопровождается большим или меньшим шумом. По этим соображениям в жилых помещениях, школах, больницах, театрах и т. д. не рекомендуется применять вентиляторы при окружных скоростях более 25 м/сек. Тогда центробежные вентиляторы обычного типа должны развивать давление не более 30—100 кг/м², а осевые — не более 10—15 кг/м².

Уменьшить шум работающих вентиляторов можно путем тщательной балансировки колес, применением скользящих подшипников, тщательной затяжкой креплений, при устройстве упругих фундаментов и прокладок, установке звукопоглотителей и т. д. (см. главу XI).

Осевые вентиляторы по сравнению с центробежными обычно имеют больший к.п.д., они реверсивны и более компактны, их мощность, как правило, мало зависит от изменения производительности. Такие вентиляторы удобно регулировать поворотом лопаток. Их целесообразно применять для проветривания помещений, вентиляции шахт, туннелей, т. е. для подачи больших объемов воздуха при малых противодавлениях.

Центробежные вентиляторы могут развивать значительно большее давление и применяются они в сложных вентиляционных установках, в системах пневматического транспорта, котельных установках, в качестве тяго-дутьевых устройств и т. п.

РАСЧЕТ ВЕНТИЛЯТОРОВ

26. Работа лопаточного колеса

Основной частью всякого вентилятора, центробежного или осевого, является колесо, при вращении которого воздуху передается часть подводимой к двигателю энергии. Во всех других частях вентилятора (в кожухе, направляющих и спрямляющих аппаратах) энергия только теряется.

Чтобы пояснить происходящий в лопаточных колесах процесс передачи мощности двигателя воздуху, т. е. процесс образования давления, ниже мы рассматриваем вывод уравнения для определения давления, развиваемого центробежным вентилятором. Аналогичный результат можно получить и для осевых вентиляторов.

При изучении процесса движения воздуха вдоль лопатки центробежного колеса абсолютную скорость движения s можно по правилу параллелограмма разложить на две составляющих:

1) переносную или окружную скорость, направленную по касательной к данной точке окружности

$$u = \frac{\pi D n}{60},$$

где D — диаметр и n — число оборотов в минуту;

2) относительную скорость w , направленную по касательной к лопатке в данной точке.

Рассмотрим (рис. 72) треугольники этих скоростей непосредственно перед входом на лопатку (с индексом 1) и сразу после выхода в нее (с индексом 2). Из треугольника скоростей на основе тригонометрических соотношений получаем:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u_1 \cdot \cos \alpha_1;$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 u_2 \cdot \cos \alpha_2.$$

Представим себе движение воздуха в канале между двумя лопатками колеса без каких-либо потерь.

Приращение полного давления будет равняться сумме приращений статического и динамического давлений

$$p = (p_{cm_2} - p_{cm_1}) + \frac{\rho}{2} (c_2^2 - c_1^2).$$

Приращение статического давления на пути движения в канале будет образовываться за счет: 1) работы центробежной силы;

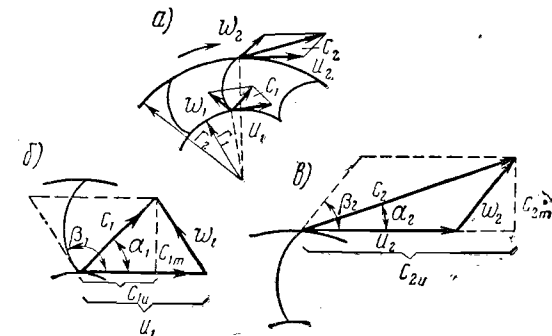


Рис. 72. Треугольники скоростей:
а — движение воздуха вдоль лопатки; б — при входе на лопатку; в — при выходе с лопатки

2) возможного уменьшения относительной скорости в канале (диффузорного эффекта), т. е.

$$p_{cm_2} - p_{cm_1} = p_{cm.u} + p_{cm.\partial}.$$

Центробежная сила

$$s = mr\omega^2,$$

где m — масса;

r — радиус;

ω — угловая скорость.

Секундная работа этой силы на пути движения воздуха в канале (энергия)

$$A = \int_{r_1}^{r_2} mr\omega^2 dr.$$

Так как давление воздуха представляет собой энергию, отнесенную к единице объема, а масса в единице объема является плотностью

$$\frac{m}{V} = \rho,$$

то

$$p_{cm.u} = \int_{r_1}^{r_2} \rho r \omega^2 dr,$$

откуда после интегрирования получаем

$$p_{cm.н} = \frac{\rho}{2} (\omega^2 r_2^2 - \omega^2 r_1^2) = \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2).$$

Приращение статического давления за счет изменения относительной скорости при расширении потока в канале (диффузорного эффекта) равно

$$p_{cm.д} = \frac{\rho}{2} (\omega_1^2 - \omega_2^2).$$

Приращение полного давления получим после суммирования и соответствующего преобразования составляющих

$$p_T = \left[\frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2) + \frac{\rho}{2} (\omega_1^2 - \omega_2^2) \right] + \frac{\rho}{2} (c_2^2 - c_1^2) = \\ = \frac{\rho}{2} (c_2^2 - c_1^2 + u_2^2 - u_1^2 + \omega_1^2 - \omega_2^2).$$

Если значения ω_1^2 и ω_2^2 заменить выражениями, полученными тригонометрически из треугольников скоростей, то после преобразования получим уравнение, определяющее величину полного теоретического давления, развиваемого лопаточным колесом

$$p_T = \frac{\rho}{2} [c_2^2 - c_1^2 + u_2^2 - u_1^2 + (c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u_1 \cos \alpha_1) - \\ - (c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 u_2 \cos \alpha_2)] = \rho (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1).$$

Назовем скоростью закручивания проекцию абсолютной скорости на направление окружности скорости

$$c_u = c \cos \alpha,$$

а коэффициентом закручивания $\varphi = \frac{c_u}{u}$; получаем уравнение давления

$$p_T = \rho u_2 c_{2u} - \rho u_1 c_{1u} = \rho u_2^2 \varphi_2 - \rho u_1^2 \varphi_1.$$

Уравнение давления, развиваемого лопаточным колесом, было выведено еще в 1755 г. Л. Эйлером для бесконечного количества лопаток и равномерного распределения скоростей.

Приведем другой вывод этого уравнения.

В соответствии с законами механики следует, что приложенный к потоку момент, равный моменту на валу, вызовет соответствующее ему изменение момента количества движения потока. При отсутствии закручивания потока до колеса изменение момента количества движения будет равно

$$M = \int \rho dQ c_u r.$$

Здесь произведение плотности ρ на элементарный расход dQ есть масса; произведение массы на скорость закручивания c_u

составляет количество движения, а произведение количества движения на радиус r — момент количества движения.

Для случая $c_u \cdot r = \text{const}$, что справедливо для центробежных вентиляторов, а также для большинства осевых, получим

$$M = \rho Q c_u r.$$

Заметим, что произведение момента на угловую скорость есть мощность

$$N = M \omega.$$

С другой стороны, при отсутствии гидравлических и механических потерь, вся затраченная на работу колеса и переданную потоку мощность расходовалась бы на повышение полного давления потока.

Теоретическое давление p_T численно равно приращению энергии каждого 1 м³ воздуха.

$$p_T [\text{кг/м}^2] = p_T [\text{кгм/м}^2].$$

При подаче воздуха в количестве Q м³/сек величина расходуемой мощности

$$N = Q p_T [\text{кгм/сек}],$$

или

$$N = \frac{Q p_T}{102} [\text{квт}].$$

Используя приведенные выше уравнения $N = Q p_T$, $N = M \omega$ и $M = \rho Q c_u r$, получим

$$p_T = \frac{N}{Q} = \frac{M \omega}{Q} = \rho c_u r \omega.$$

Произведение радиуса на угловую скорость представляет собой окружную скорость ($r \omega = u$), откуда при отсутствии закручивания до колеса

$$p_T = \rho c_u u.$$

При наличии закручивания потока до колеса момент на валу получается меньшим, так как он идет на приращение момента количества движения в колесе.

В этом случае величина момента составляет

$$M = \rho Q c_{2u} r_2 - \rho Q c_{1u} r_1,$$

а величина теоретического давления

$$p_T = \rho u_2 c_{2u} - \rho u_1 c_{1u}.$$

Отношение скорости закручивания к окружной скорости назовем коэффициентом закручивания

$$\varphi = \frac{c_u}{u}.$$

После подстановки значения φ уравнение давления примет тот же вид

$$p_T = \rho u_2^2 \varphi_2 - \rho u_1^2 \varphi_1.$$

Фактически часть давления $\Sigma \Delta p$ теряется в колесе и кожухе, а поэтому действительное давление лопаточного вентилятора составляет

$$p = \rho \eta_h (\varphi_2 u_2^2 - \varphi_1 u_1^2),$$

где $\eta_h = \frac{p}{\rho T} = \frac{p_T - \Sigma \Delta p}{\rho T}$ — гидравлический к.п.д.

В обычных условиях при отсутствии устройств для закручивания потока перед колесом $\varphi_1 \approx 0$, а поэтому

$$p = \rho \eta_h \varphi_2 u_2^2$$

Произведение $\eta_h \cdot \varphi_2$ называется коэффициентом давления ψ и тогда

$$p = \rho \psi u_2^2.$$

Из этого уравнения следует, что развиваемое лопаточным вентилятором давление зависит от следующих факторов:

- 1) плотности ρ , характеризующей физические свойства воздуха;
- 2) коэффициента давления ψ , обусловленного в первую очередь геометрической формой лопаток, и
- 3) окружной скорости на концах лопаток u_2 , характеризующей кинематические условия.

Пример. Определить давление, развиваемое при нормальных условиях ($\rho = 0,122 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$) центробежным вентилятором низкого давления № 4 ($D_2 = 0,4 \text{ м}$) при $n = 1440 \text{ об/мин}$, если коэффициент давления $\psi = 0,95$.

Решение.

$$p = 0,122 \cdot 0,95 \left(\frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 1440}{60} \right)^2 = 105 \text{ кг/м}^2.$$

При расчете и подборе центробежных вентиляторов, так же как и осевых, значения коэффициента давления ψ в уравнении

$$p = \rho \psi u_2^2$$

следует вычислять, определяя окружную скорость на наружном диаметре колеса.

Коэффициент давления ψ для осевых вентиляторов получается значительно меньше, чем для центробежных (примерно 0,05—0,2 вместо 0,5—1,5), что объясняется главным образом, отсутствием влияния центробежных сил на работу осевого колеса.

Существенное влияние на ψ оказывает количество лопаток. При уменьшении числа лопаток активность воздействия колеса на

поток понижается, скорость закручивания потока на выходе c_2 уменьшается, а следовательно, при неизменном u_2 уменьшается

$$\varphi_2 = \frac{c_{2n}}{u_2} \text{ и } \psi.$$

Особенно заметно сказывается влияние числа лопаток на коэффициент давления осевых вентиляторов.

Еще больше влияет на коэффициент давления центробежных вентиляторов угол выхода с лопаток β_2 .

Последний изменяется в пределах от 5—10° (вентилятор ВРС) до 150°. В связи с этим коэффициент давления изменяется в пределах 1,2—0,4, т. е. почти в четыре раза.

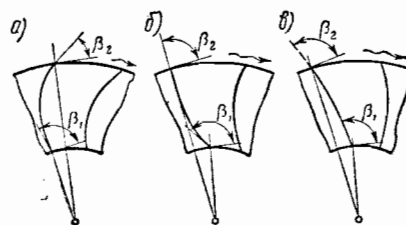


Рис. 73. Форма лопаток центробежных вентиляторов:

а — загнутых вперед; б — радиальных; в — загнутых назад

Чем больше лопатки загнуты вперед по направлению движения, тем больше c_2 при неизменной u_2 , а следовательно, больше c_{2n} , φ_2 и коэффициент давления ψ . Однако при этом за счет большего изгиба канала между лопатками и увеличения скорости выхода могут увеличиваться потери давления и уменьшаться η_h , что влияет на изменение ψ .

Выходные кромки лопаток центробежных вентиляторов могут быть (рис. 73) загнутыми вперед ($\beta_2 < 90^\circ$), радиальными ($\beta_2 = 90^\circ$) и загнутыми назад ($\beta_2 > 90^\circ$).

До недавнего времени у центробежных вентиляторов в большинстве случаев лопатки делали загнутыми вперед, что позволяло уменьшить габариты вентиляторов. В настоящее время чаще вентиляторы выполняют с загнутыми назад лопатками, потому что это приводит к увеличению к. п. д. и уменьшению шума.

Входные кромки лопаток центробежных вентиляторов для обеспечения безударного входа всегда следует отгибать в направлении, обратном направлению вращения ($\beta_1 > 90^\circ$). Это требование обуславливается тем, что на выходе вектор абсолютной скорости, при отсутствии предварительного закручивания ($\varphi_1 = 0$), направлен радиально, и по правилу параллелограмма угол между векторами относительной и окружной скоростей получается тупым. Очерта-

ние лопаток при заданных углах входа и выхода должно быть плавным; желательно применять профилированные (толстые) лопатки.

27. Назначение кожуха

Поток воздуха, сбегаящий с лопаточного колеса, собирается в кожухе, который также обычно используется для понижения скорости потока и соответственного преобразования динамического давления в статическое.

У центробежных вентиляторов кожух имеет спиральную форму (улитку, рис. 74, а), а у осевых — цилиндрическую (обечайку, рис. 74, б).

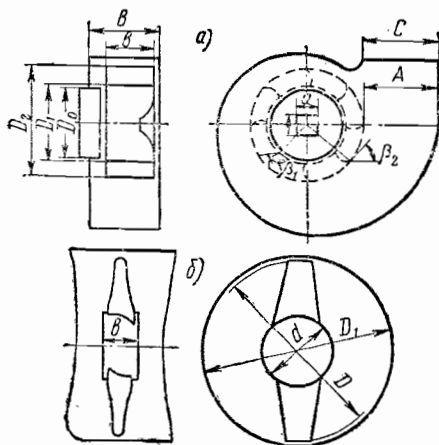


Рис. 74. Обозначение размеров вентиляторов:
а — центробежных; б — осевых

У осевых вентиляторов в связи с тем, что воздух не изменяет направления движения, роль кожуха гораздо более ограничена, чем у центробежных. Для уменьшения потерь при выходе потока в спиральный кожух в некоторых конструкциях применяют выходные направляющие аппараты. Простейшим аппаратом такого рода является плоский безлопаточный диффузор — плоский щит (рис. 75, а). Он состоит из двух неподвижных, устанавливаемых в кожухе за колесом, дискообразных плоскостей, цилиндрические сечения которых, даже при постоянной ширине диффузора, с увеличением радиуса также увеличиваются, а следовательно, скорость выхода и потеря давления на выход уменьшаются. Между этими плоскостями могут быть помещены лопатки, начальный участок которых устанавливается в соответствии с направлением век-

торов абсолютной скорости (рис. 75, б). Такое устройство называется лопаточным направляющим аппаратом.

В современных конструкциях одноступенчатых центробежных вентиляторов, в отличие от многоступенчатых, направляющие аппараты почти не применяются.

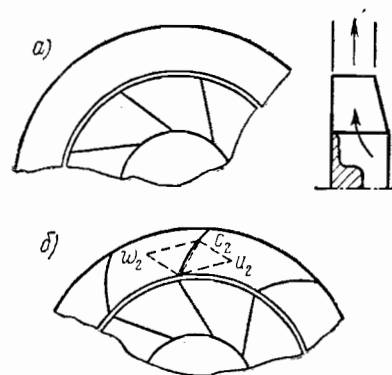


Рис. 75. Входные направляющие аппараты:
а — плоский щит; б — лопаточный

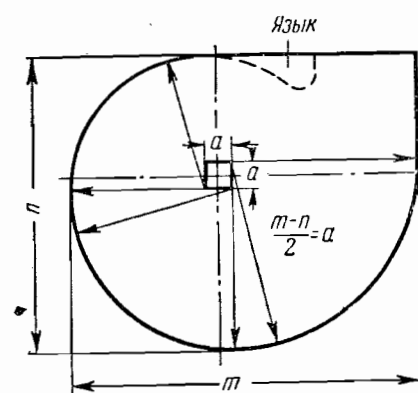


Рис. 76. Построение спирального кожуха

Профиль спирального кожуха обычно соответствует архимедовой спирали. Приближенное построение архимедовой спирали осуществляют при помощи так называемого конструкторского квадрата следующим образом (рис. 76). От вершины конструкторского квадрата проводят определяемым из расчета радиусом дугу в 1/4 окружности, после чего центр перемещают в последующие вершины и последовательно уменьшающимся радиусом вычерчивают еще две дуги. Эти три дуги и образуют профиль спирального кожуха. Продолжением его является «язык», т. е. часть профиля, помещающаяся внутри спирального кожуха. Рациональная длина и контур языка для разных вентиляторов бывают различными. Некоторые центробежные вентиляторы лучше работают без языка.

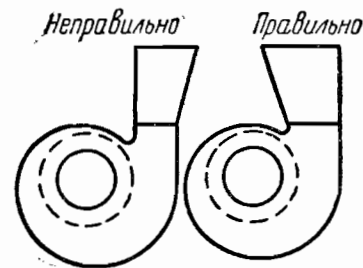


Рис. 77. Установка диффузора за спиральным кожухом

Цилиндрический кожух осевого вентилятора (обечайку) целесообразно снабжать осевым диффузором (рис. 77) для понижения скорости потока по выходе и преобразования динамического давле-

ния в статическое. Часто для преобразования динамического давления скорости закручивания в статическое применяют спрямляющий аппарат, устанавливаемый непосредственно за осевым колесом. Спрямляющий аппарат состоит из плоских или профилированных лопаток, образующих продольные каналы.

Диаметр кожуха осевого вентилятора должен лишь незначительно превышать диаметр колеса во избежание большого перетекания воздуха через зазор, существенно ухудшающего условия работы. При понижении противодавления влияние зазора сказывается в меньшей степени.

С осевым и спиральным кожухами конструктивно связан устанавливаемый в ряде случаев на входе коллектор, способствующий улучшению условий входа потока в колесо.

При установке диффузора за спиральным кожухом следует учитывать скос потока и предусматривать соответствующее раскрытие диффузора (см. рис. 77).

28. Аэродинамический расчет центробежных вентиляторов

Для расчета центробежного (равно как и осевого) вентилятора должны быть заданы: производительность Q , давление p , плотность воздуха ρ и, желательно, число оборотов колеса n .

Расчет обычно ведут в такой последовательности.

1. Диаметр входного отверстия вентилятора (см. рис. 74, а) определяют по формуле

$$D_0 = c \sqrt[3]{\frac{Q}{n}},$$

где

$$c = 3,5 - 4,5.$$

Указанная формула выведена в ЦАГИ и основана на предположении, что наименьшие потери давления в межлопаточных каналах колеса получаются при минимальном значении относительной скорости на входе.

2. Скорость входа потока в вентилятор равна

$$c_0 = \frac{Q}{\pi D_0^2 / 4}.$$

3. Диаметр входа на лопатки по конструктивным соображениям обычно принимается

$$D_1 \cong D_0.$$

4. Ширина колеса на входе b_1 определяется на основании следующих соображений.

Если исходить из сохранения скорости на повороте ($c_0 = c_1$) (см. рис. 72) и допустить, что площадь живого сечения потока рав-

на цилиндрической поверхности, то получим

$$\frac{\pi D_0^2}{4} = \pi D_1 b_1,$$

а так как $D_0 = D_1$, то

$$b_1 = \frac{D_0}{4}.$$

В действительности же, в связи с тем, что отрыв потока на повороте практически неизбежен, ширину колеса принимают с запасом

$$b_1 = k \cdot \frac{D_0}{4},$$

где

$$k > 1.$$

При лопатках, загнутых назад и радиальных, $k = 1,05 - 1,25$.

При лопатках, загнутых вперед, $k = 1,2 - 2,5$, причем запас тем больше, чем больше отношение $\frac{D_0}{D_2}$.

У центробежных вентиляторов колеса изготавливаются постоянной ширины $b_1 = b_2 = b$ или полуконическими $b_1 > b_2$. При полуконических колесах обеспечиваются меньшая потеря давления на поворот и лучший диффузорный эффект в межлопаточных каналах, т. е. более высокий к. п. д. Однако технология изготовления полуконических колес более сложна.

5. Окружная скорость на входе в колесо

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}.$$

6. Относительная скорость на выходе в колесо, как видно из диаграммы скоростей (см. рис. 72),

$$w_1 = \sqrt{c_{1m}^2 + (u_1 - c_{1n})^2}.$$

При отсутствии закручивания на входе, когда $\varphi_1 = 0$, получаем:

$$c_{1n} = 0,$$

$$c_{1m} = c_1,$$

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2},$$

а соответствующий угол притекания потока

$$\beta_{1ном} = 180^\circ - \arcsin \frac{c_1}{w_1}.$$

7. Угол установки лопаток на входе в колесо

$$\beta_1 = \beta_{1ном} + \alpha^0,$$

где α — угол атаки, т. е. разность между углом набегающего потока и углом установки лопаток на входе; обычно $\alpha = 5 \div 15^\circ$.

Далее на основе ряда соображений следует задаться (с последующей проверкой) наружным диаметром колеса D_2 , углом выхода с лопаток β_2 , числом лопаток Z и продолжать расчет.

8. Окружная скорость на выходе из колеса

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}.$$

9. Скорость закручивания потока на выходе из колеса без учета влияния конечного числа лопаток

$$c_{2u} = u_2 + \omega_2 \cos \beta_2.$$

(в расчетах первого приближения можно принимать

$$\omega_2 = \omega_1).$$

Скорость закручивания потока при выходе из колеса с учетом влияния конечного числа лопаток будет меньше, т. е.

$$C'_{2u} = (0,7 \div 0,95) c_{2u}.$$

10. Коэффициент закручивания потока на выходе из колеса

$$\varphi_2 = \frac{C'_{2u}}{u_2}.$$

11. Теоретическое давление лопаточного колеса

$$p_T = \varrho \varphi_2 u_2^2 - \varrho \varphi_1 u_1^2,$$

а если принять $\varphi_1 \approx 0$, то

$$p_T = \varrho \varphi_2 u_2^2.$$

12. После определения размеров кожуха, пользуясь соответствующими данными, подсчитывают потери давления внутри вентилятора: на входе, при повороте к лопаткам, между лопатками, при выходе в кожух и в кожухе.

Потеря давления при протекании потока между лопатками колеса прежде всего зависит от угла атаки. Так как форма междулопаточных каналов лучше у колес с загнутыми назад лопатками, то потери у них будут меньше, чем у колес с лопатками, загнутыми вперед.

Потери давления на удар при выходе с колеса можно уменьшить при установке плоского щита или лопаточного направляющего аппарата. Эти потери обычно меньше для колес с лопатками, загнутыми назад, чем для колес с лопатками, загнутыми вперед, так как в первом случае абсолютные скорости выхода меньше.

Потери давления в кожухе существенно зависят от его размеров, а также и от формы. В скругленном литом кожухе перемен-

ной ширины эти потери меньше, чем в прямоугольном сварном кожухе постоянной ширины.

Обычно суммарная величина гидравлических потерь в вентиляторе составляет

$$\sum \Delta p = (0,10 \div 0,30) p_T.$$

Если заданное давление p не соответствует вычисляемому ($p_T - \sum \Delta p$), то следует произвести перерасчет, изменив принятые предварительные значения некоторых из геометрических параметров вентилятора

$$D_2, \beta_2, Z.$$

13. Гидравлический к. п. д. вентилятора равен

$$\eta_h = \frac{p_T - \sum \Delta p}{p_T} = \frac{p}{p_T}.$$

14. Гидравлическая мощность вентилятора

$$N_h = \frac{Q p}{102 \eta_h}.$$

15. Мощность, связанная с потерями на перетекание воздуха через зазор (она добавляется к мощности гидравлической), определяется по формуле

$$N_{заз} = \frac{Q_{заз} p}{102 \eta_h},$$

где в зависимости от величины зазора и давления

$$Q_{заз} = (0,01 \div 0,05) Q.$$

16. Мощность, расходуемая на трение дисков и колец колеса о воздух (так называемая нулевая или паразитная мощность), может быть приближенно подсчитана по формуле ЦАГИ

$$N_o = \beta_o \varrho \omega^2 D_2^3 \left(1 + 5 \frac{b_2}{D_2} \right),$$

где $\beta_o = (5 \div 10) 10^{-6}$ — для колес с коническим передним диском и $\beta_o = (10 \div 20) 10^{-6}$ — для колес с плоским передним диском.

17. Мощность на колесе, т. е. расходуемая только колесом, при исключении механических потерь в подшипниках и в приводе

$$N = N_h + N_{заз} + N_o$$

и к. п. д.

$$\eta = \frac{Q p}{102 N}.$$

В результате работ по усовершенствованию центробежных вентиляторов их к. п. д. значительно повысился. Для вентиляторов с быстроходностью, лежащей в пределах $n_v = 25 \div 55$, при лопатках, загнутых вперед, $\eta_{max} = 0,6 \div 0,65$; при лопатках,

оканчивающихся радиально, $\eta_{max}=0,65—0,7$ и при лопатках, загнутых назад, $\eta_{max}=0,8—0,9$ и более.

Следует отметить, что рассмотренный метод аэродинамического расчета центробежных вентиляторов, равно как и другие современные методы, до сих пор еще основывается на приближенной модели движения потоков, в которой не учитываются несимметричность полей скорости и неравномерность работы каналов колеса.

29. Определение основных размеров центробежных вентиляторов простейшего типа

Обычный центробежный вентилятор весьма прост по конструкции и при отсутствии подходящего заводского вентилятора его можно легко изготовить на месте. В этом случае основные аэродинамические размеры определяют или методом пересчета характеристик (см. стр. 142), пользуясь данными испытания вентиляторов, или путем приведенного ниже расчета, разработанного автором в ЦАГИ на основе анализа результатов большого количества испытаний центробежных вентиляторов простейшего типа ($n_v=20—55$).

Для расчета должны быть заданы: Q м³/сек, p кг/м² (приведенное к $\gamma=1,2$ кг/м³) и n об/мин.

В соответствии с заданием предварительно вычисляют быстроходность

$$n_y = \frac{Q^{1/2} n}{p^{1/4}}.$$

Расчет ведется в следующем порядке:

1. Диаметр входа в вентилятор D_0 определяют из условия обеспечения наименьших потерь в колесе

$$D_0 = 3,5 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}.$$

2. Диаметр входа в колесо D_1 принимается по конструктивным соображениям

$$D_1 = D_0.$$

3. Для определения наружного диаметра колеса можно исходить из следующих уравнений:

$$\begin{aligned} n_v &= \frac{Q^{1/2} n}{p^{1/4}}; \\ D_0 &= 3,5 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}; \\ u_2 &= \frac{\pi D_2 n}{60}; \\ p &= \rho \psi u_2^2. \end{aligned}$$

После решения этих уравнений и соответствующих подстановок получается в общем виде соотношение

$$\frac{D_0}{D_2} = 0,064 \psi^{1/2} n_y^{2/3}.$$

На основе статической обработки результатов многочисленных испытаний центробежных вентиляторов простейшего типа ($n_v=20—55$) с постоянной шириной колес ($b_1=b_2$) и с лопатками, входные кромки которых загнуты вперед ($\beta_2 < 90^\circ$), можно принять в среднем (рис. 78)

$$D_2 = D_0 \frac{60}{n_y}.$$

4. Ширина спиральных кожухов прямоугольного сечения может быть принята по монтажным соображениям. Очень удобны

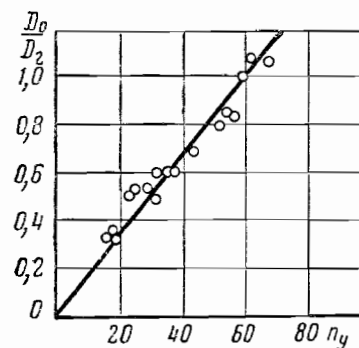


Рис. 78. График зависимости $\frac{D_0}{D_2}$ от n_y

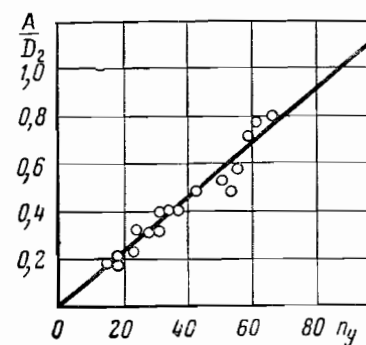


Рис. 79. График зависимости $\frac{A}{D_2}$ от n_y

для присоединения к воздухопроводам спиральные кожухи, выпускные отверстия которых имеют форму квадрата и по площади равны входным отверстиям.

Тогда

$$B^2 = \frac{\pi D_0^2}{4},$$

откуда

$$B = 0,885 D_0.$$

5. Ширина колеса при лопатках, загнутых вперед, как уже указывалось, определяется по формуле

$$b = (1,2 \div 2,5) \frac{D_2}{4} = (0,3 \div 0,6) D_0.$$

6. Величину раскрытия спиральных кожухов можно определить, исходя из следующих уравнений:

$$n_y = \frac{Q^{1/2} n}{p^{3/4}};$$

$$u_z = \frac{\pi D_2 n}{60};$$

$$p = Q \varphi_2 \eta_h u_z^2;$$

$$k = \frac{Q}{AB \varphi_2 u_z};$$

$$k' = \frac{B}{A}.$$

После решения уравнений получим в общем виде

$$\frac{A}{D_0} = \frac{\eta_h^{3/4} \varphi_2^{1/4} n_y}{90 (k k')^{1/2}}.$$

На основе упомянутых результатов испытаний можно принять в среднем (рис. 79)

$$A = D_2 \frac{n_y}{90}.$$

После подстановки ранее найденной зависимости

$$D_2 = D_0 \frac{60}{n_y},$$

получим

$$A = \frac{2}{3} D_0.$$

К такому же результату приводит и непосредственная статистическая обработка результатов испытаний.

Зная раскрытие спирали кожуха A и принимая, что сторона конструкторского квадрата

$$a = \frac{A}{4},$$

можно легко построить спираль кожуха (см. рис. 76).

7. Число лопаток колес вентиляторов можно определить по формуле

$$Z = \pi \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1},$$

с последующим округлением результатов до чисел, кратных 4 и 6.

Эта формула выведена с учетом того, что для обеспечения достаточного воздействия лопаток на поток и необходимой жесткости колеса, шаг или расстояние между лопатками, при среднем диаметре $\frac{D_2 + D_1}{2}$, должен быть равен радиальной длине лопатки $\frac{D_2 - D_1}{2}$.

8. В целях уменьшения гидравлических потерь угол входа на лопатки следует принимать больше 90°

$$\beta_1 = 100 \div 140^\circ,$$

причем меньший угол соответствует колесам вентиляторов с большей быстроходностью.

9. Центробежные вентиляторы простейшего типа, основные размеры которых определены при помощи указанных формул и соотношений, отвечают заданию с достаточной для практических целей точностью при угле установки лопаток на выходе

$$\beta_2 = 20 \div 45^\circ.$$

При меньших и больших углах β_2 принятые в приведенных выше формулах константы не могут быть рекомендованы, и их следует определять вышеописанным статическим методом.

10. Мощность вентилятора (на колесе), основные размеры которого определены указанным выше способом, можно приближенно вычислить по формуле

$$N = \frac{Q p}{102 \eta},$$

приняв для к. п. д. значение $\eta = 0,55 - 0,6$.

Пример. Определить основные размеры центробежного вентилятора, если задано:

$$Q = 2000 \text{ м}^3/\text{час} = 0,555 \text{ м}^3/\text{сек}, \quad p = 280 \text{ кг/м}^2 \quad (\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3);$$

$$n = 2900 \text{ об/мин.}$$

Решение:

$$1. \quad n_y = \frac{0,555^{1/2} \cdot 2900}{240^{3/4}} = 37;$$

$$2. \quad D_0 = 3,5 \sqrt[3]{\frac{0,555}{2900}} = 0,20 \text{ м};$$

$$3. \quad D_1 = D_0 = 0,20 \text{ м};$$

$$4. \quad D_2 = 0,20 \frac{60}{37} = 0,33 \text{ м};$$

$$5. \quad B = 0,885 \cdot 0,20 = 0,18 \text{ м};$$

$$6. \quad b = 0,6 \cdot 0,20 = 0,12 \text{ м};$$

$$7. \quad A = \frac{2}{3} \cdot 0,20 = 0,133 \text{ м},$$

$$a = \frac{0,133}{4} = 0,033 \text{ м};$$

$$8. \quad Z = 3,14 \frac{0,33 + 0,20}{0,33 - 0,20} = 12;$$

$$9. \quad \beta_1 = 100^\circ;$$

$$10. \quad \beta_2 = 45^\circ;$$

$$11. \quad N = \frac{0,555 \cdot 240}{102 \cdot 0,55} = 2,3 \text{ квт.}$$

Аэродинамическая схема рассчитанного центробежного вентилятора приведена на рис. 80.

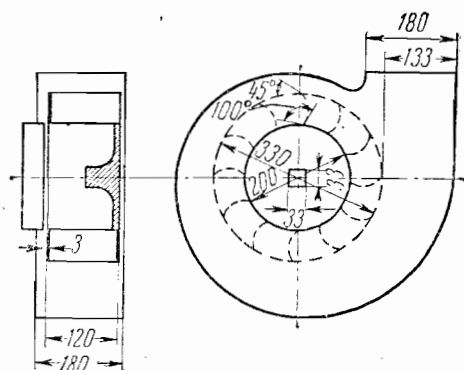


Рис. 80. Аэродинамическая схема центробежного вентилятора

30. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов

У осевых вентиляторов, в отличие от центробежных, размеры и контуры кожуха не зависят от изменения основных параметров колеса, диаметра втулки, количества, формы и угла установки лопаток. Поэтому для одноступенчатых осевых вентиляторов достаточно рассчитывать только колесо. Лопатки осевого колеса в отличие от лопаток центробежного колеса не образуют явно выраженных каналов и работают скорее как изолированные крылья, в особенности при малом числе лопаток.

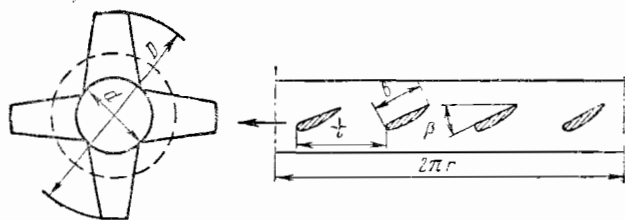


Рис. 81. Осевое колесо и его решетка

Поэтому при построении расчета осевого колеса исходят из представлений о работе изолированного крыла, а взаимное влияние лопаток учитывают при помощи соответствующей поправки.

Наиболее наглядно расположение лопаток осевого колеса характеризует так называемая решетка (рис. 81), образуемая путем развертывания цилиндрической поверхности радиусом r на плоскость, соосную со втулкой. Чем меньше радиус r , т. е. чем ближе

цилиндрическая поверхность к втулке колеса, тем меньше шаг лопатки t , т. е. расстояние между лопатками, измеренное по окружности. Отношение $\frac{b}{t}$ — ширины лопатки b к шагу лопатки t — называют густотой решетки. Между лопатками и набегающим на них потоком возникает силовое взаимодействие, которое можно определить по теореме Н. Е. Жуковского о подъемной силе крыла.

Формула для подъемной силы изолированного крыла записывается следующим образом

$$P_y = \rho \omega \infty \Gamma,$$

где ρ — плотность воздуха;

$\omega \infty$ — скорость потока в бесконечности;

Γ — циркуляция по профилю.

Циркуляция Γ равна сумме произведений длин отрезков данного элемента профиля и проекций скоростей на эти отрезки, то есть

$$\Gamma = \int dl \omega \cos \alpha.$$

Написанное выше выражение подъемной силы можно привести для элемента лопатки вентилятора к следующему виду

$$P_y = C_y b \Delta r \rho \frac{\omega^2}{2},$$

где P_y — подъемная сила элемента лопатки, заключенного между двумя цилиндрами, соосными с осью вентилятора;

C_y — коэффициент подъемной силы, зависящий от угла атаки α° (см. рис. 83);

b — ширина данного элемента лопатки,

Δr — радиальная длина элемента лопатки,

ω — скорость потока.

Поток, обтекая изолированное крыло бесконечной длины, практически не отклоняется от своего направления; проходя же через решетку лопаток, он его меняет.

Н. Е. Жуковским было показано, что действие такого отклоняемого потока на профиль в решетке можно заменить по создаваемому эффекту действием на изолированный профиль потока с некоторым средним (эквивалентным) направлением.

Если обратиться к рассмотрению скоростей воздуха относительно вращающегося элемента лопатки (рис. 82), то при отсутствии закручивания перед колесом абсолютную скорость потока на входе c_1 , направленную перпендикулярно к плоскости вращения, можно по правилу параллелограмма разложить на окружную или переносную скорость u_1 и относительную скорость

$$\omega_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2}.$$

За лопаткой, на том же радиусе, окружная скорость остается неизменной, т. е. $u_2 = u_1 = u$, но вследствие появления скорости закручивания c_u скорость ω_2 и абсолютная скорость c_2 несколько отклоняются в сторону вращения, хотя ввиду неразрывности потока нормальная составляющая абсолютной скорости $c_1 = \text{const} = c$.

Н. Е. Жуковским было доказано, что относительная скорость эквивалентного прямолинейного потока равна

$$\omega_0 = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$$

или (см. рис. 82)

$$\omega_0 = \sqrt{c^2 + \left(u - \frac{c_u}{2}\right)^2}.$$

Таким образом,

$$P_y = C_y b \Delta r \frac{\omega}{2} \left(\frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \right)^2 = C_y b \Delta r \frac{\omega}{2} \omega_0^2.$$

Угол установки лопатки θ определяется как сумма угла притока относительной скорости ω_0 , т. е. угла β и угла атаки α , откуда

$$\theta = \beta + \alpha = \text{tg} \frac{c}{u - \frac{c_u}{2}} + \alpha.$$

Сила S , определяющая взаимодействие между лопаткой и набегающим на нее потоком, может быть по правилу параллелограмма

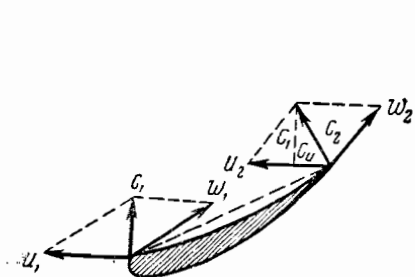


Рис. 82. Скорости на лопатке осевого колеса

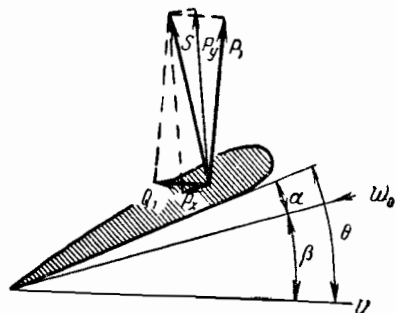


Рис. 83. Силы, действующие на лопатку осевого колеса

ма разложена (рис. 83) на рассмотренную выше, перпендикулярную к направлению вектора ω_0 , подъемную силу P_y и совпадающую с направлением этого вектора силу лобового сопротивления P_x . В соответствии с этими составляющими силами и принято опытным путем определять для различных профилей значение коэффициента подъемной силы C_y и коэффициента лобового сопротив-

ления c_x . Значения C_y и C_x находятся в зависимости от угла атаки α .

Итак,

$$P_y = C_y \rho b \Delta r \frac{\omega_0^2}{2},$$

$$P_x = C_x \rho b \Delta r \frac{\omega_0^2}{2}.$$

Для хорошо выполненных профилей при правильно выбранных углах атаки получается

$$C_y = 0,5 \div 0,75 \quad \text{и} \quad C_x = 0,01 \div 0,02.$$

При рассмотрении работы осевых колес удобнее раскладывать силу S в направлении окружной скорости элемента и оси вентилятора, т. е. на составляющие Q_1 и P_1 (см. рис. 83); первая сила будет определять сопротивление вращению, а вторая — так называемую тягу данного элемента лопатки.

Из тригонометрических соображений следует (см. рис. 83), что

$$P_1 = P_y \cos \beta - P_x \sin \beta.$$

Так как для хорошо выполненных профилей величина c_x в 40—50 раз меньше величины c_y , а $\sin \beta$ значительно меньше единицы, то второй член уравнения, характеризующий влияние лобового сопротивления, по своей относительной величине весьма незначителен. Ввиду этого для дальнейших выводов его можно отбросить (в окончательном расчете вводится соответствующая поправка). Тогда

$$P_1 = C_y \rho b \Delta r \frac{\omega_0^2}{2} \cos \beta.$$

Ометаемая кольцевая площадь потока, на которую воздействует расположенный на радиусе r элемент лопатки, при общем числе лопаток Z равна

$$\Delta F = \frac{2\pi r \Delta r}{Z}.$$

Давление представляет собой силу, отнесенную к площади, т. е.

$$p = \frac{P_1}{\Delta F} = \frac{C_y \rho b \Delta r \omega_0^2 \cos \beta Z}{4\pi r \Delta r},$$

откуда ширина лопатки

$$b = \frac{p 4\pi r}{C_y \rho \omega_0^2 Z \cos \beta}.$$

Здесь p — полное давление вентилятора, но без учета динамического давления скорости закручивания.

Число лопаток Z рекомендуется выбирать с таким расчетом, чтобы густота решетки $\frac{b}{t}$ (см. рис. 81) у втулки была не больше единицы ($\frac{b}{t} = 0,6 - 0,8$). Расчет обычно начинают для концевой элемента лопатки и затем ведут для сечений, более близких к втулке.

Для предотвращения протекания воздуха в радиальном направлении, связанного с образованием вихревых зон и значительными потерями, лопатки осевого колеса проектируются таким образом, чтобы циркуляция Γ по их длине оставалась постоянной.

Для осевого колеса последнее условие соответствует равенству

$$rc_u = \text{const},$$

так как циркуляция

$$\Gamma = 2\pi r c_u.$$

Рассчитанные таким образом осевые колеса, например колеса вентиляторов ЦАГИ, имеют лопатки, ширина и угол установки которых к периферии уменьшаются; количество лопаток у таких осевых вентиляторов ЦАГИ обычно принимают в пределах 2—12, углы установки лопаток составляют 10—30°, диаметр втулки достигает 40—70% от наружного диаметра колеса.

У осевых вентиляторов с высоким коэффициентом давления принимаются еще большие диаметры втулки.

При расчете вводят поправки на трение потока о лопатки, на их взаимное влияние, на влияние зазора между лопатками и кожухом.

В настоящее время все чаще применяют многоступенчатые вентиляторы, в том числе и осевые двухступенчатые. В этом случае между ступенями устанавливают направляющий аппарат для раскручивания потока. Для использования динамического давления скорости закручивания направляющий аппарат (спрямляющий) ставят за колесом второй ступени. Спрямляющие аппараты применяют и при одноступенчатых вентиляторах.

Для повышения давления ступени иногда закручивают поток перед колесом в направлении, обратном направлению вращения. В этом случае

$$P_T = q u_2 c_{2u} - (-q u_1 c_{1u}) = q u_2 c_{2u} + q u_1 c_{1u}.$$

При этом удается повысить коэффициент давления Ψ .

Возможность применения у осевых вентиляторов поворотных и легко заменяемых лопаток, а также указанная выше независимость работы колеса от кожуха позволяют при незначительном количестве серийных колес охватывать широкую зону быстроходности.

В связи с этим к расчету и проектированию новых осевых вентиляторов, обладающих теми или иными особенностями по сравнению с существующими, приходится прибегать лишь в редких случаях*.

31. Расчет вентиляторов на прочность

При работе вентиляторов в их конструкции появляются напряжения за счет возникающих при вращении колес центробежных сил и вибрации. Напряжения прежде всего зависят от числа оборотов и при определенных условиях могут вызвать аварию.

Заводы, выпускающие вентиляторы, гарантируют их в эксплуатации до предельного числа оборотов, выявляемого расчетами и опытной проверкой.

Однако этот предел зависит не только от возникающих напряжений, но и от условий эксплуатации. Для дымососов и пылевых вентиляторов, например, всегда принимается больший запас.

Для однотипных серийных вентиляторов удобнее указывать не предельное число оборотов, а предельную окружную скорость на концах лопаток

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}.$$

Важно отметить, что в очень многих случаях (особенно в вентиляционных системах) предельная окружная скорость определяется не прочностью, а требованиями малозумной работы, причем во втором случае она почти всегда меньше. Это заметно, главным образом, у осевых вентиляторов, для которых из условий прочности допускается $u_2 = 100 - 120$ м/сек, а исходя из требований малозумной работы — 15—25 м/сек.

Необходимость в расчете на прочность может возникнуть при проектировании нового или форсировке серийного вентилятора. Ниже приводятся данные для приближенного расчета на прочность центробежных вентиляторов. Расчет на прочность осевых вентиляторов, поскольку они почти всегда работают с запасом, здесь не рассматриваются.

Обычно рассчитываются лопатки, диски и колеса и вал. Также можно проверить прочность заклепочных соединений и других элементов вращающейся системы. Неподвижный кожух и станина не рассчитываются.

Отметим, что в расчетах на прочность линейные размеры принято указывать не в м, а в см, а напряжения — в кг/см²**.

* Подробно о методике расчета осевых вентиляторов см. Ушаков К. А. и др. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов и элементы их конструкций. Госгортехиздат, 1960.

** Подробнее см. Тумаркин С. А. Расчет вентиляторов на прочность. Труды ЦАГИ, выпуск 496, 1946.

Расчет вала. Наименее выгодна работа вала при консольном расположении колеса. Ориентировочный его диаметр (в см) может быть определен по формуле

$$d = 15,5 \sqrt[3]{\frac{N}{n}},$$

где N — мощность на валу в *квт*,

n — число оборотов в *об/мин*.

Конструктивный диаметр вала принимается с округлением в большую сторону, до стандартных значений (2,5; 3,5; 4; 4,5; 5; 6 и т. д.).

Напряжения в вале вентилятора возникают в результате его кручения двигателем (через муфту или шкив) и изгиба колесом. Вал прогибается также под собственным весом и весом муфты или шкива, но этими влияниями в приближенных расчетах допустимо пренебрегать.

Суммарное напряжение определяется по формуле

$$\sigma = \frac{510}{d^3} \sqrt{\left(970 \frac{N}{n}\right)^2 + \left(\frac{Gl}{10}\right)^2},$$

где дополнительно G — вес колеса в *кг*, l — длина консоли в *см* или, если колесо расположено между подшипниками, расстояние между колесом и подшипником.

Далее вал проверяется на вибрацию. Для консольного вала постоянного поперечного сечения критическое число оборотов можно определить по формуле

$$n_{кр} = 166\,000 \frac{d^2}{\sqrt{Gl^2(l+L)}} k \text{ [об/мин]},$$

где дополнительно

L — длина вала между подшипниками в *см*,

k — поправочный коэффициент на жирокопический эффект (обычно $k=0,4-0,7$).

Вал может работать при числе оборотов выше критического или, что принимается за расчетное, на 25—30% ниже его.

Расчет лопаток. Напряжения в лопатках образуются от изгиба их центробежными силами, возникающими при вращении колеса. Центробежная сила, изгибающая лопатку, равна

$$c_a = \frac{\gamma \delta f}{g} R \omega^2 \text{ [кг]},$$

где γ — объемный вес материала лопатки в *кг/см³*;

δ — толщина лопатки в *см*;

f — поверхность лопатки в *см²*;

R — расстояние от оси колеса до центра тяжести лопатки в *см*;

g — ускорение силы тяжести (981 *см/сек²*);

ω — угловая скорость вращения в секунду.

Если лопатку рассматривать упрощенно, как свободно опертую балку с равномерно распределенной нагрузкой, то наибольшее напряжение на изгиб можно определить по формуле

$$\sigma = \frac{c_a b}{8R^2 \delta} \left(\frac{\sin \varphi}{k_1} + \frac{\cos \varphi}{k_2} \right),$$

где дополнительно

b — ширина лопатки в *см*;

R — радиус профиля лопатки в *см*;

φ — угол между осью, соединяющей концы лопатки, и радиальным направлением, в градусах;

k_1, k_2 — тригонометрические функции α — половины центрального угла профиля лопатки (см. табл. 45).

Таблица 45

α°	10	20	30	40	50	60	70
k_1	0,0007	0,0056	0,0189	0,0444	0,0859	0,147	0,229
k_2	0,0203	0,081	0,181	0,320	0,497	0,710	0,959

Лопатки трапецидальной формы, длина которых со стороны заднего диска больше длины со стороны переднего диска на 30%, а также удлиненные лопатки пылевых вентиляторов подвергаются меньшим изгибающим напряжениям.

Расчет дисков. Растягивающие напряжения во вращающихся дисках вентиляторов (переднем и заднем) возникают под действием центробежных сил как собственной массы диска, так и прикрепленных в нему лопаток. Для дисков постоянной толщины растягивающие напряжения подсчитываем по формуле

$$\sigma = \left(1 + \frac{k \sum c_a}{C_\delta}\right) \left[1 + \frac{1+\nu}{3+\nu} \left(\frac{D}{D_2}\right)^2\right] \frac{\gamma u_2^2}{g} \cdot \frac{3+\nu}{4},$$

где $C_\delta = \frac{\pi \gamma \delta}{12g} \omega^2 (D_2^2 - D^2)$ — центробежная сила диска в *кг*;

$\sum C_a$ — центробежная сила всех лопаток в *кг* (см. выше),

k — коэффициент, учитывающий влияние лопаток (принимается равным 0,5 для переднего диска и 1,0 — для заднего диска);

γ — объемный вес материала в *кг/см³*;

δ — толщина диска в *см*;

g — ускорение силы тяжести 981 *см/сек²*;

D_2 — диаметр диска в *см*;

D — диаметр отверстия в диске в *см*;

ν — коэффициент Пуансона (для стали 0,3);

u_2 — окружная скорость на наружном диаметре диска в *см/сек*.

Конструирование кожухов. Кожухи вентиляторов, как уже указывалось выше, на прочность не рассчитывают, и толщина их стенок принимается из конструктивных соображений в зависимости от способа изготовления, размера и условий эксплуатации. Например, при изготовлении кожухов путем электрической сварки, толщина листовой стали во избежание прожогов должна быть не менее 1—2 мм. Для обычных вентиляторов, предназначенных для подачи воздуха, толщину стенок кожуха рекомендуется принимать от 1,5 до 3 мм, а толщину обшивки — от 1 до 2 мм. Для дымососов и пылевых вентиляторов толщина стенок кожухов целесообразна от 2 до 5 мм, а обшивка — от 1,5 до 3 мм.

У дымососов, перемещающих загрязненный золой газ, кожухи в целях предохранения их от быстрого истирания приходится снабжать более толстой или прочной (из легированных сталей) обшивкой. Особенно следует в этом случае усиливать колеса. Для предотвращения возможной вибрации боковые стенки кожухов больших вентиляторов полезно усиливать уголками жесткости.

При подаче взрывоопасных газов, когда колесо может касаться кожуха, весь вентилятор, одно колесо или, чаще всего, один кожух выполняются из алюминия.

Алюминиевые вентиляторы можно применять и в случае перемещения газов, насыщенных парами кислот.

Кислотоупорные вентиляторы можно изготавливать также из железохромистой или хромоникелевой стали, а при небольших размерах — из винипласта.

Защищают кожухи и даже колеса вентиляторов в этом случае путем оклейки пленочным и листовым полиизобутиленом, а также мягкой резиной.

ГЛАВА VII

ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕНТИЛЯТОРОВ

32. Полные характеристики

Характеристика вентилятора графически выражает связь между основными параметрами его работы.

Полная характеристика вентилятора при постоянном числе оборотов ($n = \text{const}$) выражает зависимость между производительностью Q , с одной стороны, давлением p , мощностью N и к. п. д. η , с другой стороны.

Наиболее важна кривая зависимости между давлением и производительностью $p-Q$ — так называемая характеристика давления вентилятора (напорная характеристика). Все упомянутые зависимости ($p-Q$, $N-Q$ и $\eta-Q$) обычно строятся на одном графике в соответствующих масштабах, причем Q откладывается по оси абсцисс, а p , N и η — по оси ординат (рис. 84).

Полные характеристики вентилятора весьма наглядно отражают особенности их работы и позволяют подобрать для данного воздухопровода наиболее экономичный вентилятор. При современном состоянии аэродинамики получить расчетным путем достаточно точную характеристику вентилятора весьма затруднительно и поэтому характеристики строятся на основе данных испытаний.

Полную характеристику, ввиду сложности этой операции, обычно снимают в лабораторных условиях с использованием специальной аппаратуры (см. стр. 194).

33. Характеристики $p-Q$

Обратимся к уравнению давления вида $p = \psi \rho u_2^2$ и предположим, что коэффициент давления ψ зависит только от формы и числа лопаток колеса, т. е. от типа вентилятора. В этом случае характеристика лопаточного колеса в координатах $p-Q$ должна представить собой прямую линию a , параллельную оси абсцисс

(рис. 85), так как плотность жидкости ρ и окружная скорость u_2 от Q никак не зависят.

В действительности же при изменении Q изменяются скорости на выходе из колеса (в частности, изменяется скорость c_{2n} , определяющая значение теоретического давления) и величина гидравлических потерь внутри вентилятора $\Sigma \Delta p$ и ψ , так как

$$\psi = \frac{c_{2n}}{u_2} \cdot \frac{p_T - \Sigma \Delta p}{p_T}.$$

Поэтому полезное давление p изменяется, и действительная характеристика представляет собой непрерывно падающую кривую b или падающую кривую δ с выгибом (седловиной, см. рис. 85).

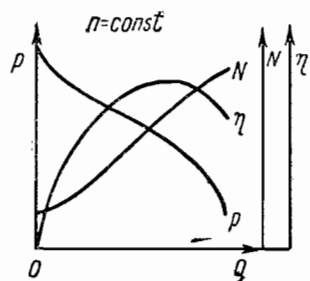


Рис. 84. Полная характеристика вентилятора

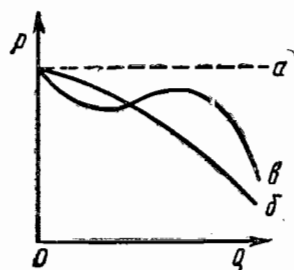


Рис. 85. Характеристика $p-Q$

Потери внутри вентилятора в зависимости от его конструктивных особенностей могут при изменении производительности меняться весьма неравномерно. Например, потери давления при входе в межлопаточные каналы при малой производительности вентилятора весьма велики, в связи с чем кривая давления может иметь в области малых Q впадину (рис. 85, кривая δ). Непрерывно и круто падающие кривые по сравнению с кривыми, имеющими впадину, обеспечивают большую устойчивость в работе.

При обычных условиях работы одного вентилятора нельзя обеспечить производительность, соответствующую пересечению кривой полного давления с осью абсцисс, так как даже при отсутствии сети вентилятор имеет динамическое давление в выходном сечении, которое полностью теряется при выходе.

Динамическое давление вентилятора вычисляют по формуле

$$p_{дин} = \frac{\rho}{2} c_{вых}^2,$$

где $c_{вых} = \frac{Q}{F_{вых}}$ — средняя скорость выхода.

Кривая $p_{дин}-Q$ (квадратичная парабола, рис. 86), накладываемая на характеристику $p-Q$, определяет в точке пересечения обеих кривых наибольшую производительность вентилятора Q_{max} .

Так же вычитая при соответствующей производительности из полных давлений динамические давления, можно построить и кривую статического давления $p_{ст}-Q$.

Необходимо подчеркнуть, что наиболее существенной для вентилятора является зависимость $p-Q$, так как $p_{дин}$ и $p_{ст}$ определяются размерами выходного сечения, и взаимоотношение их может меняться. Поэтому здесь везде (также и в приложении III) указаны полные давления.

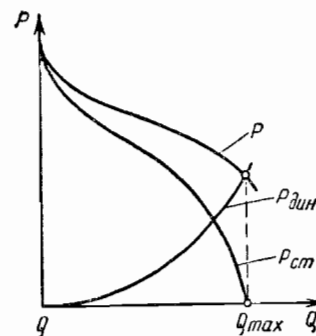


Рис. 86. Определение Q_{max}

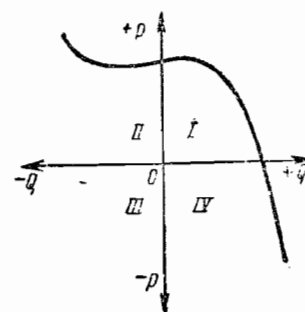


Рис. 87. Характеристика вентилятора в квадрантах

Обычно работа вентилятора рассматривается при положительной производительности (поток направляется со стороны всасывания в сторону нагнетания) и положительном давлении (вентилятор создает, а не потребляет давление). Однако может случиться, что при положительном давлении вентилятора производительность его окажется отрицательной, например, при параллельной работе разных вентиляторов (см. стр. 157), когда через один из них воздух идет в обратном направлении. Могут быть также случаи, когда при положительной производительности давление вентилятора окажется отрицательным, например, при последовательной работе разных вентиляторов, когда один из них представляет сопротивление для другого (см. стр. 158).

Характеристика, отражающая все эти условия работы вентилятора, называется характеристикой в квадрантах (рис. 87); ее можно получить опытным путем.

34. Характеристики $N-Q$

Передаваемую воздуху полезную мощность лопаточных вентиляторов в $квт$ можно вычислить по формуле

$$N_{пол} = \frac{Qp}{102},$$

из которой следует, что $N_{пол} = 0$ при $Q = 0$ или $p = 0$ (рис. 88), т. е. в координатах $N—Q$ кривая начинается от нуля, достигает максимума и опять снижается (кривая a).

Действительная кривая мощности лопаточных вентиляторов получается иная вследствие гидравлических потерь, потерь в связи с перетеканием воздуха через зазор между колесом и всасывающим патрубком кожуха, а также за счет нулевой мощности, расходуемой на трение дисков лопаточного колеса о жидкость в кожухе.

Мощность, расходуемая на механические потери в подшипниках и в передаче, при построении характеристик обычно не учитывается. Поэтому кривые $N—Q$ для лопаточных вентиляторов начинаются не от нулевого значения, а несколько выше.

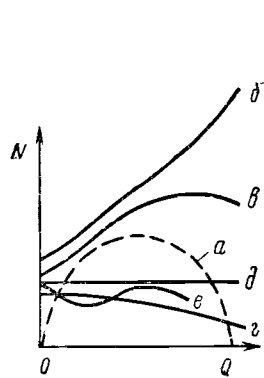


Рис. 88. Характеристика $N—Q$

При искусственном увеличении производительности сверх Q_{max} (например, при помощи наддува другим последовательно соединенным вентилятором) можно добиться пересечения кривой $N—Q$ с осью абсцисс, после чего вентилятор начнет не потреблять энергию, а производить ее, т. е. превратится в турбину.

В дальнейшем, когда отсутствует специальная оговорка, рассматривается характеристика в первом квадранте, в пределах которого в большинстве случаев и работают вентиляторы. Для центробежных вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, кривая $N—Q$ при производительности $Q < Q_{max}$ непрерывно и довольно круто поднимается (кривая $б$). Для центробежных вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, кривая $N—Q$ обычно, еще не достигая режима Q_{max} , начинает перегибаться и снижаться (кривая $в$), причем значение мощности при оптимальном режиме оказывается близким к максимальному ее значению.

Кривые мощностей различных осевых вентиляторов существенно различаются по форме: у одних вентиляторов кривые $N—Q$

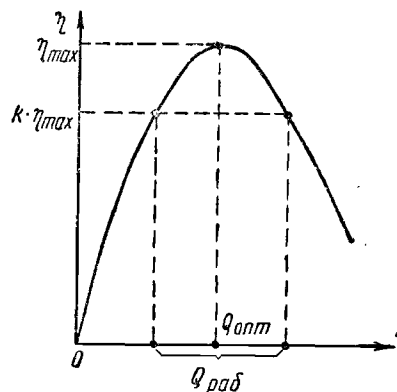


Рис. 89. Характеристика $\eta—Q$

по форме весьма похожи на кривые $p—Q$ центробежных вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед (кривая $е$); у других кривая $N—Q$ с увеличением производительности вентиляторов неуклонно снижается (кривая $г$); у многих осевых вентиляторов мощность с изменением производительности практически не изменяется вплоть до Q_{max} (кривая $д$). Небольшое изменение мощности при изменении производительности положительно влияет на особенности эксплуатации осевых вентиляторов по сравнению с центробежными, так как нагрузка устанавливаемых для привода двигателей в этих случаях мало зависит от колебаний производительности.

При построении кривых $N—Q$ следует исходить из значений мощности на колесе, т. е. механические потери в подшипниках и в передаче необходимо исключать, так как способ соединения колеса с двигателем определяется, исходя из местных условий.

Мощность на колесе складывается из мощности полезной, передаваемой воздуху $N_{пол} = \frac{Q_p}{102}$ в квт; мощности, соответствующей гидравлическим потерям внутри вентилятора $N_{ном}$; мощности, расходуемой на перетекание жидкости через зазор $N_{заз}$ (эти три составляющие выражают в сумме гидравлическую мощность) и нулевой мощности N_0 .

$$N = N_{пол} + N_{ном} + N_{заз} + N_0 = N_h + N_0.$$

35. Характеристики $\eta—Q$

Коэффициент полезного действия вентиляторов вычисляется по формуле:

$$\eta = \frac{Q_p}{102N}.$$

Очевидно, что $\eta = 0$ при $Q = 0$ и $p = 0$.

Таким образом (рис. 89), характеристика $\eta—Q$, имея в начальной точке значение $\eta = 0$, должна при увеличении производительности возрастать до некоторого максимального значения η_{max} и далее опять падать.

Значение максимального к.п.д. определяет решающее качество вентилятора — экономичность. У лучших осевых вентиляторов максимальные значения к. п. д. выше, чем у центробежных, а у последних они выше при лопатках, загнутых назад.

Производительность вентилятора, соответствующая максимальному к.п.д., называется оптимальной, а соответствующий режим работы вентилятора — оптимальным.

Допускается подбор вентилятора и при производительности, соответствующей значениям к.п.д., достаточно близким к максимальному. Однако применять вентилятор при режимах работы

с к. п. д. $\eta < k\eta_{\max}$, где обычно принимается $k=0,9$, не рекомендуется.

Быстроходность, характеризующая вентилятор данного типа, как уже указывалось, вычисляется применительно к оптимальному режиму.

Везде здесь, а также в приложении III имеются в виду полные к.п.д. η , вычисляемые по значению полного давления p . Можно определять значения и так называемого статического к. п. д. по формуле:

$$\eta_{cm} = \frac{Q p_{cm}}{102N}.$$

Так как

$$p_{cm} < p = p_{cm} + p_{дин},$$

то

$$\eta_{cm} < \eta.$$

Заметим, что на практике сравнительная оценка различных вариантов по экономичности производится весьма просто и удобно, если сопоставляют соответствующие значения мощности.

Для построения кривой $\eta - Q$ на диаграмму наносят полученные в результате испытаний зависимости $p - Q$ и $N - Q$; для произвольно выбираемых Q берут из графиков соответствующие значения p и N , вычисляют η , и соответствующие точки откладывают на диаграмме в удобном масштабе. Через нанесенные точки проводят кривую $\eta - Q$.

Следует сказать, что если под N подразумевается мощность на колесе, то и η относится к этой мощности, т. е. значение коэффициента не учитывает механических потерь в подшипниках и передаче к двигателю. Именно такие значения η указываются нами везде здесь и в приложении III.

36. Пересчет характеристик

В результате испытаний обычно получается рассмотренная выше характеристика вентилятора данного типа и размера при постоянном числе оборотов и перемещении воздуха данной плотности (см. рис. 90).

Серия вентилятора данного типа создается в результате пропорционального изменения всех размеров исходного образца. При новых геометрических подобных размерах, новом числе оборотов или иной плотности перемещаемого воздуха характеристику исходного вентилятора можно соответствующим образом пересчитать и перестроить.

При пропорциональном изменении геометрических размеров или чисел оборотов применяют так называемые формулы пересчета. Условием пересчета является неизменность режима, которая, в частности, означает геометрическое подобие треугольников ско-

ростей в колесе вентилятора (см. рис. 72). При этом $\psi = \text{const}$ и $\eta = \text{const}$.

При $D = \text{const}$ и $n = \text{const}$, но при изменении плотности ρ останутся неизменными окружная скорость ($u = \text{const}$), а также и другие скорости в вентиляторе. Объемная производительность вентилятора Q_1 при пересчете, очевидно, останется прежней, так как она определяется произведением скорости на проходное сечение, которое по принятым условиям не изменяется, т. е.

$$\frac{Q}{Q_1} = \left(\frac{\rho}{\rho_1}\right)^0 \quad \text{и} \quad Q = Q_1.$$

Давление, как следует из уравнения $p = \rho \psi u^2$, пропорционально плотности, откуда

$$\frac{p}{p_1} = \frac{\rho \psi u^2}{\rho_1 \psi u^2} = \frac{\rho}{\rho_1};$$

отношение мощностей равно

$$\frac{N}{N_1} = \frac{\frac{Q p}{102 \eta}}{\frac{Q_1 p_1}{102 \eta}} = \frac{p}{p_1} = \frac{\rho}{\rho_1}.$$

Пример. Испытан вентилятор с диаметром колеса $D_2 = 0,4$ м и площадью выходного отверстия $F_{вых} = 0,32 \cdot 0,32 = 0,102$ м² при $n = 1440$ об/мин. Измеренные значения полных давлений p и мощностей N в зависимости от производительностей Q записаны в табл. 46.

Таблица 46

Q в м ³ /час	0	800	1800	3000	4800	6000	7600	8800
p в кг/м ²	54	48	41	44	48	47	46	37
N в квт	0,4	0,46	0,58	0,74	1,1	1,36	1,66	2,2

Требуется вычислить значения к.п.д. η , а также значения динамических давлений $p_{дин}$ кг/м² и статического к.п.д. $\eta_{ст}$. Для этого строятся развернутая характеристика.

На характеристику (рис. 90) вначале в соответствии с результатами эксперимента (табл. 46) наносим точки, соответствующие значениям $p - Q$ и $N - Q$. Через них проводим две плавные кривые, которые могут в точности не проходить через отдельные случайно выпадающие экспериментальные точки. Теперь после того, как возможные случайные отклонения устранены, задаемся произвольно несколькими значениями производителей Q и в соответствии с проведенными кривыми (а не нанесенными точками) записываем

в табл. 47 соответствующие значения p и N (первые три строки). В четвертую строку записываем вычисленные в соответствии с Q м³/час значения динамических давлений

$$p_{дин} = \frac{\gamma}{2g} v^2 = \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{Q}{3600 F_{вых}} \right)^2 = Q^2 \left[\left(\frac{1}{3600 \cdot 0,102} \right)^2 \cdot \frac{1,2}{2 \cdot 9,81} \right] = Q^2 \cdot 0,455 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^2;$$

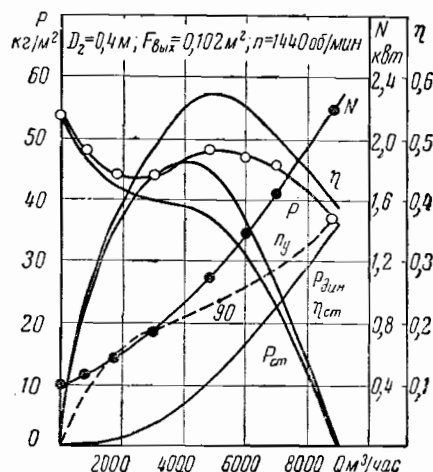


Рис. 90. Развернутая характеристика вентилятора

в пятую строку — вычисленные в соответствии со значениями p и $p_{дин}$ кг/м² величины статических давлений

$$p_{ст} = p - p_{дин};$$

в шестую строку — вычисленные в соответствии со значениями Q м³/час, p кг/м² и N кВт величины полных к.п.д.

$$\eta = \frac{Qp}{3600 \cdot 102N},$$

а в седьмую строку — соответственные значения статических к.п.д.

$$\eta_{ст} = \frac{Qp_{ст}}{3600 \cdot 102N}.$$

По вычисленным значениям строим на графике дополнительные кривые

$$p_{дин} - Q, \quad p_{ст} - Q, \quad \eta_{ст} - Q$$

и получаем развернутую характеристику испытанного вентилятора (см. рис. 90).

Таблица 47

$Q, \text{ м}^3/\text{час}$	0	1000	2000	3000	4000	4800	6000	7000	8000
$p, \text{ кг/м}^2$	54	47	43,5	44	46,5	48	47,5	45	41
$N, \text{ кВт}$	0,4	0,48	0,6	0,74	0,92	1,1	1,42	1,7	1,93
$p_{дин}, \text{ кг/м}^2$	0	0,5	2	4	7,5	10,5	16,5	22,5	29
$p_{ст}, \text{ кг/м}^2$	54	46,5	41,5	40	39	37,5	31	22,5	12
η	0	0,27	0,4	0,49	0,55	0,57	0,55	0,5	0,45
$\eta_{ст}$	0	0,26	0,38	0,44	0,46	0,45	0,36	0,25	0,13

На характеристике пунктирной линией проведена кривая зависимости удельного числа оборотов от производительности

$$n_y - Q.$$

Напоминаем, что вычисление производится по формуле

$$n_y = \frac{Q_{сек}^{1/2} n}{p^{3/4}}.$$

Чтобы не перегружать чертеж, шкалу n_y на график не наносят, но для точки оптимального режима намечено соответствующее оптимальное значение $n_y = 90$, которое и указывают при классификации данного типа вентилятора.

При $n = \text{const}$, $q = \text{const}$ и пропорциональном изменении геометрических размеров пропорционально изменяются и окружные скорости, так как

$$u = \frac{\pi n}{60} D.$$

Если режим работы вентилятора не изменился и новые треугольники скоростей геометрически подобны старым, то соответственно изменяется скорость входа c_0 , т.е.

$$\frac{D}{D_1} = \frac{u}{u_1} = \frac{c_0}{c_{01}}.$$

Тогда отношение расходов

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{c_0 \frac{\pi D^3}{4}}{c_{01} \frac{\pi D_1^3}{4}} = \left(\frac{D}{D_1} \right)^3.$$

Давление при неизменном значении коэффициента давления ψ , как видно также из уравнения давления, пропорционально квадрату окружной скорости. Следовательно,

$$\frac{p}{p_1} = \frac{Q \psi u^2}{Q \psi u_1^2} = \left(\frac{u}{u_1} \right)^2 = \left(\frac{D}{D_1} \right)^2;$$

а отношение мощностей

$$\frac{N}{N_1} = \frac{\frac{Qp}{102\eta}}{\frac{Q_1 p_1}{102\eta}} = \frac{Q}{Q_1} \cdot \frac{p}{p_1} = \left(\frac{D}{D_1}\right)^5.$$

Образец построения характеристик, пересчитанных по размерам, приведен на рис. 91.

При $D = \text{const}$, $q = \text{const}$ и изменении числа оборотов окружные скорости также изменятся. Тогда при сохранении режима работы вентилятора (см. выше) скорость входа c_0 изменится в той же степени.

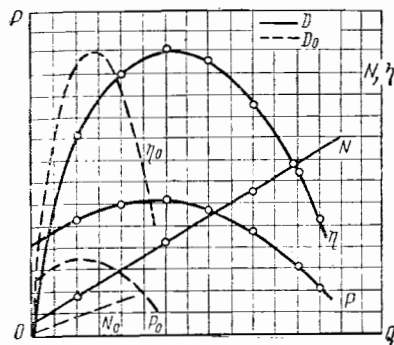


Рис. 91. Характеристика при пересчете по размерам

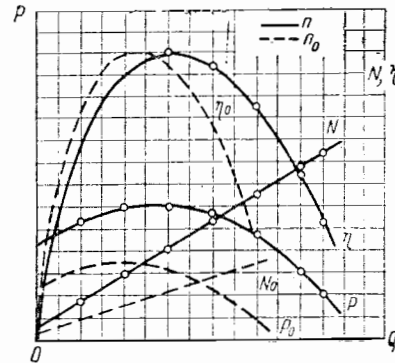


Рис. 92. Характеристика при пересчете по числам оборотов

Производительность при тех же геометрических размерах изменяется пропорционально скорости, т.е.

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{c_0}{c_{0_1}} = \frac{n}{n_1}.$$

Отношение давлений, как следует также из уравнения давления,

$$\frac{p}{p_1} = \frac{Q\psi u^2}{Q\psi u_1^2} = \left(\frac{u}{u_1}\right)^2 = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2,$$

а отношение мощностей

$$\frac{N}{N_1} = \frac{\frac{Qp}{102\eta}}{\frac{Q_1 p_1}{102\eta}} = \frac{Q}{Q_1} \cdot \frac{p}{p_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3.$$

Образец построения характеристик, пересчитанных по числу оборотов, приведен на рис. 92. При одновременном изменении q , D и n формулы пересчета характеристик в общем виде записываются

следующим образом:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1} \left(\frac{D}{D_1}\right)^3;$$

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2 \left(\frac{D}{D_1}\right)^2 \frac{Q}{Q_1}$$

и

$$\frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 \left(\frac{D}{D_1}\right)^5 \frac{Q}{Q_1}.$$

Напомним принятое при выводах допущение, что ψ и $\eta = \text{const}$.

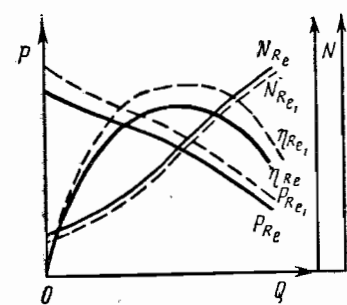


Рис. 93. Характеристика вентилятора с учетом влияния Re

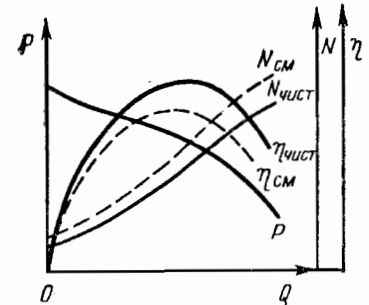


Рис. 94. Характеристика с учетом влияния механических примесей к воздуху

При помощи выведенных формул легко показать, что быстроходность вентилятора не зависит от изменения q , D и n :

$$n_y = c \frac{Q^{1/2} n}{\left(\frac{p}{Q}\right)^{3/4}} = c \frac{(Q i_D^3 i_n)^{1/2} n i_n}{\left(\frac{p i_D^2 i_n^2 \frac{Q_1}{Q}}{\frac{Q}{Q_1} \frac{Q_1}{Q}}\right)^{3/4}} = c \frac{Q^{1/2} i_D^{3/2} i_n^{3/2} n}{\left(\frac{p}{Q}\right)^{3/4}} = c \frac{Q^{1/2} n}{\left(\frac{p}{Q}\right)^{3/4}}.$$

При изменении q , D или n изменяется число Re, характеризующее движение потока внутри вентилятора и влияющее на гидравлические потери на трение. При турбулентном движении и гидравлических гладких поверхностях увеличение числа Re может обусловить некоторое уменьшение коэффициента трения λ , в связи с чем уменьшаются гидравлические потери и возрастет полезное давление ($p = p_T - \Sigma \Delta p$), а также вследствие уменьшения нулевой мощности уменьшится общая мощность ($N = N_h + N_0$). Это приведет к увеличению к.п.д. (рис. 93). Таким образом, при увеличении числа Re, т.е. увеличения числа оборотов или размеров, следует ожидать некоторого улучшения работы вентилятора.

Таблица 48

Задано	$Q_0, \frac{м^3}{час}$	0	0,27	0,4	0,49	0,55
	$\rho_0, \frac{кг}{м^3}$	0	1000	2000	3000	4000
Пересчет	$Q, \frac{м^3}{час}$	0	1360	2720	4070	5440
	$\rho, \frac{кг}{м^3}$	33,5	29	27	27	29
Задано	$N_0, кВт$	0,4	0,48	0,6	0,74	0,92
	η_0	0,57	0,55	0,5	0,45	0,4
Пересчет	$N, кВт$	4800	6000	7000	8000	9000
	η	48	47,5	45	41	36
Задано	$Q_0, \frac{м^3}{час}$	0	1360	2720	4070	5440
	$\rho_0, \frac{кг}{м^3}$	33,5	29	27	27	29
Пересчет	$Q, \frac{м^3}{час}$	6520	8150	9510	10880	12240
	$\rho, \frac{кг}{м^3}$	30	29,5	28	25,5	22,5
Задано	$N_0, кВт$	0,93	1,21	1,45	1,68	1,93
	η_0	0,57	0,55	0,5	0,45	0,4
Пересчет	$N, кВт$	4800	6000	7000	8000	9000
	η	48	47,5	45	41	36

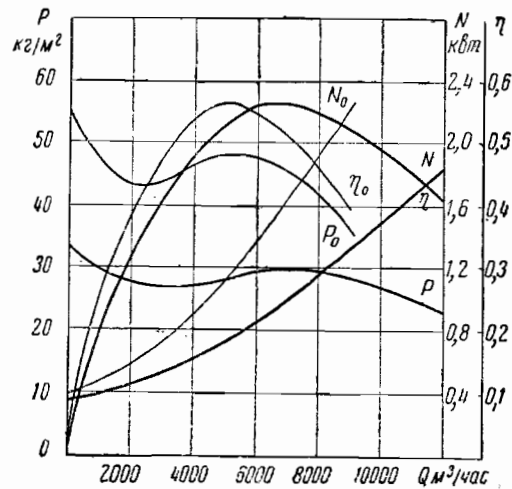


Рис. 95. Пересчет характеристики вентилятора

Однако в большинстве случаев влияние числа Re на характеристики вентиляторов практически не учитывается, так как для

таких расчетов еще нет надежных данных, а соответствующее изменение сравнительно невелико. Все же при пересчете характеристик модели на натуру следует учитывать благоприятное влияние увеличения числа Re , которое в той или иной мере должно сказаться во всех случаях.

Исследования, произведенные автором в ЦАГИ в 1932 г., показали, что механические примеси воздуха практически не влияют на давление вентиляторов (рис. 94). Что касается мощности, то за счет влияния механических примесей она увеличивается и при неизменной производительности вентилятора ее можно пересчитать по формуле:

$$N_{с.м} = N_{чист} (1 + k_1 \mu),$$

где μ — весовая концентрация смеси;

k — опытный коэффициент, зависящий от типа колеса (для центробежных пылевых вентиляторов в среднем $k_1 \approx 1$).

Пример. Известна характеристика вентилятора (см. рис. 90), построенная при $Q_0 = 0,122 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$, $D_0 = 0,4 \text{ м}$ (наружный диаметр колеса) и $n_0 = 1440 \text{ об/мин}$.

Требуется построить характеристику геометрически подобного вентилятора при $Q = 0,1 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$, $D = 0,5 \text{ м}$ и $n = 1000 \text{ об/мин}$.

Из общей формулы пересчета характеристики следует (при $\eta = \text{const}$):

$$Q = Q_0 \left(\frac{0,5}{0,4} \right)^3 \frac{1000}{1440} = Q_0 \cdot 1,36;$$

$$\rho = \rho_0 \frac{0,1}{0,122} \left(\frac{0,5}{0,4} \right)^2 \left(\frac{1000}{1440} \right)^2 = \rho_0 \cdot 0,62;$$

$$N = N_0 \frac{0,1}{0,122} \left(\frac{0,5}{0,4} \right)^5 \left(\frac{1000}{1440} \right)^3 = N_0 \cdot 0,85.$$

Выше, в табл. 48 в первых четырех строках, записаны данные исходной характеристики, в последующих трех строках — результаты пересчета, по которым построена новая характеристика (рис. 95). Для сравнения исходная характеристика нанесена тонкими линиями.

37. Универсальные характеристики

При подборе вентиляторов наиболее удобны и наглядны характеристики, построенные для каждого вентилятора при разных числах оборотов. Они строятся в обычных координатах $p — Q$ (рис. 96) с нанесением кривых $p — Q$ для различных чисел оборотов и кривых, соединяющих точки с одинаковыми значениями к.п.д. (кривые $\eta = \text{const}$).

Верхняя кривая $p — Q$ обычно соответствует наибольшему числу оборотов, допустимому по соображениям прочности, или

шуму, а нижняя кривая $p_{дин} = \text{const}$ определяет условия работы вентилятора без сети при $Q = Q_{\text{max}}$, т.е. $p = p_{дин}$.

Нами уже было выяснено (см. стр. 127), что в особых условиях работы (при последовательном соединении) возможны режимы, которым на диаграмме соответствуют точки, лежащие ниже этой кривой. Но такая работа лишь в редких случаях оказывается целесообразной, так как в этой зоне значения к.п.д. весьма низки.

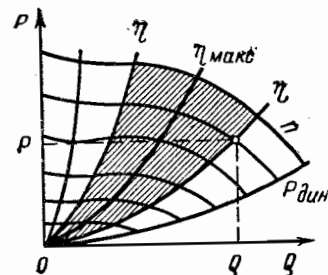


Рис. 96. Характеристика при различном числе оборотов

Для вентиляторов, в отличие от насосов, характеристики такого рода, пересчитанные по указанным выше формулам, хорошо совпадают с опытными, а кривые $\eta = \text{const}$ имеют вид парабол. Пользоваться такими характеристиками для подбора вентиляторов и анализа их работы очень удобно. В соответствии с задаваемыми значениями Q и p на графике отмечается точка, положение которой определяет значения числа оборотов и к.п.д. Если нанесенные кривые не проходят через данную точку, значения n и η определяются интерполяцией.

Мощность определяется по формуле

$$N = \frac{Qp}{102\eta}.$$

По таким характеристикам легко определить давление при отсутствии расхода и максимальной производительности.

В некоторых случаях на характеристиках наносят также кривые $N-Q$, благодаря чему необходимость вычисления N отпадает. Таблицы, при помощи которых иногда подбирают вентиляторы, составляют по данным таких характеристик.

На описанной выше характеристике можно выделить отрезок кривой или площадку, соответствующие наиболее экономичным условиям работы при производительности, ограниченной слева и справа кривыми $\eta = \text{const}$, где $\eta = 0,9 \eta_{\text{max}}$ (см. рис. 96, заштрихованная часть). Такого рода кривые или площадки для различных вентиляторов могут быть нанесены на общую диаграмму

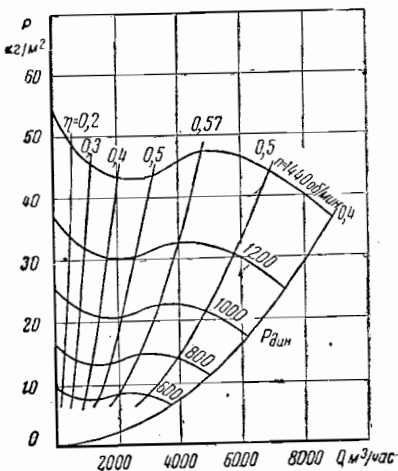


Рис. 97. Построение универсальной характеристики

(рис. 98), при помощи которой по заданным Q и p можно сразу определить наиболее подходящий номер вентилятора и соответствующие значения n и η .

Еще большая компактность таких универсальных вырезанных характеристик может быть осуществлена при построении их в логарифмическом масштабе (такой вид имеют характеристики в приложениях), но наличие непропорционального логарифмического масштаба несколько затрудняет интерполяцию.

Для геометрически подобных вентиляторов можно построить так называемые обезличенные характеристики.

Пример: Построить универсальную характеристику при разном числе оборотов для вентилятора, характеристика которого приведена на рис. 90.

По этой характеристике при $n_0 = 1440$ об/мин определяются для выбранных округленных значений η соответствующие значения Q_0 и p_0 и записываются в первые три строки табл. 49.

Таблица 49

$n, \text{об/мин}$	$Q_0, \text{м}^3/\text{час}$ $p_0, \text{кг/м}^2$	0	0,2	0,3	0,4	0,5	0,57	0,5	0,4
1440		0	600	1200	2000	3200	4800	700	8900
		54	49	46	43,5	44	48	45	36,5
1200	Q p	0	500	1000	1670	2670	4000	5850	7400
		37,5	34	32	30	30,5	33	31	25,5
1000	Q p	0	415	830	1390	2220	3330	4860	6180
		26	23,5	22	21	21	23	22	17,5
800	Q p	0	330	665	1110	1780	2670	3890	4950
		16,5	15	14	13,5	13,5	15	14	11,5
600	Q p	0	250	500	835	1335	2000	2920	3700
		9,5	8,5	8	7,5	7,5	8,5	8	6,5

Каждая следующая пара строк в табл. 49 представляет значения Q и p , пересчитанные при другом числе оборотов n по формулам геометрического подобия

$$Q = Q_0 \frac{n}{n_0}, \quad p = p_0 \left(\frac{n}{n_0} \right)^2.$$

По каждой такой паре значений при $n = \text{const}$ строится кривая $p-Q$ (рис. 97), после чего точки с одинаковыми значениями к. п. д. соединяются, образуя кривые $\eta = \text{const}$.

Большое удобство при подборе вентиляторов представляет обезличенная характеристика (рис. 99), построенная в координатах

$\rho - v_{\text{вых}}$ (здесь $v_{\text{вых}} = \frac{Q}{F_{\text{вых}}}$) с нанесением кривых η и $u_2 = \text{const} \left(u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \right)$.

К характеристике приложена табличка, в которой для серийных номеров указаны значения наружного диаметра колеса D_2 и площади выходного отверстия кожуха $F_{\text{вых}}$.

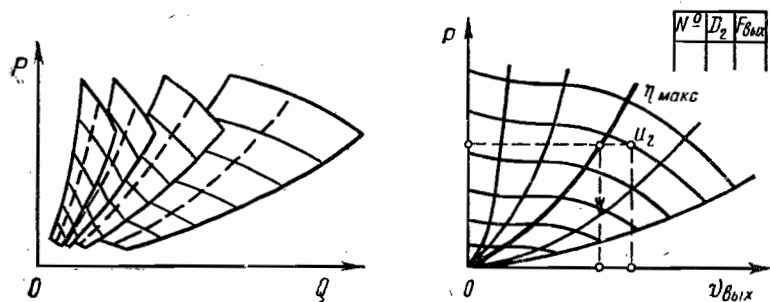


Рис. 98. Совмещенная характеристика вентиляторов

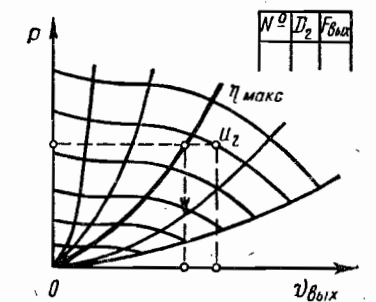


Рис. 99. Обезличенная характеристика с табличкой

Подбор можно производить в следующем порядке. По заданному p в соответствии η_{max} (см. рис. 99, жирная кривая) находят приближенное значение скорости выхода $v'_{\text{вых}}$. Делением заданной Q на $v'_{\text{вых}}$ определяют предварительное значение

$$F'_{\text{вых}} = \frac{Q}{v'_{\text{вых}}}.$$

Если $F'_{\text{вых}}$ не соответствует указанным в таблице значениям, то выбирают соответствующую данному номеру вентилятора ближайшую действительную $F_{\text{вых}}$, на которую и делят заданную производительность Q для определения действительной скорости

$$v_{\text{вых}} = \frac{Q}{F_{\text{вых}}}.$$

По заданному p и найденной $v_{\text{вых}}$ на характеристике отмечают точку, положение которой определяет значения окружной скорости u_2 и к.п.д. η .

По значениям u_2 и принятому по таблице диаметру D_2 можно вычислить число оборотов в минуту

$$n = \frac{60 u_2}{\pi D_2} \approx 19 \frac{u_2}{D_2}.$$

Наконец, вычисляют мощность по формуле

$$N = \frac{Q p}{102 \eta}.$$

Применяют также аналогичную, но менее наглядную обезличенную характеристику, построенную в таких же координатах $p - v_{\text{вых}}$ с нанесением кривых A и η (рис. 100). Вспомогательное число

$$A = N n,$$

где: N — номер вентилятора;

n — число оборотов в минуту.

Под этой диаграммой в другом квадранте в координатах $Q - v_{\text{вых}}$ нанесены линии, соответствующие стандартным номерам вентиляторов.

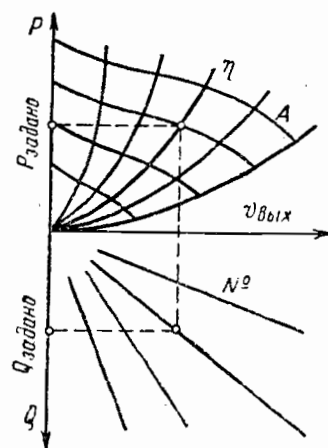


Рис. 100. Обезличенная характеристика с номограммой

При подборе вентилятора (см. рис. 100) из точки, соответствующей заданному p и η_{max} , опускаются по вертикали в другой квадрант до точки, соответствующей заданной Q . Если эта точка не по-

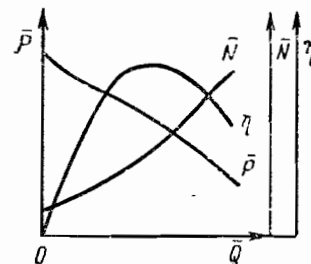


Рис. 101. Безразмерная характеристика вентилятора

падает на линию, соответствующую стандартному вентилятору, то ее перемещают до такой ближайшей линии. Затем поднимаются по вертикали в первый квадрант до точки, соответствующей заданному p , и определяют η и A .

Разделив затем найденную величину A на выбранный номер, получают необходимое число оборотов вентилятора.

Описанные выше обезличенные характеристики позволяют быстро подобрать вентилятор, но они менее удобны для анализа и, как уже указывалось, применимы только для подбора геометрически подобных вентиляторов.

Безразмерные или отвлеченные характеристики (рис. 101) строят по типу характеристик, снимаемых при постоянном числе оборотов, но в безразмерных параметрах, характеризующих особенности данного вентилятора. Умножением этих безразмерных параметров на соответствующие множители, в значение которых входят заданные D_2 и n , можно получить индивидуальные характеристики геометрически подобных вентиляторов.

В соответствии с ГОСТ 5976—55 в качестве безразмерных координат принимают:

отвлеченную производительность (коэффициент производительности)

$$\bar{Q} = \frac{Q}{\frac{\pi D_2^3}{4} u_2},$$

отвлеченное давление (коэффициент давления)

$$\bar{p} = \frac{p}{\rho u_2^2}$$

(легко заметить, что $\bar{p} = \psi$);

отвлеченную мощность (коэффициент мощности)

$$\bar{N} = \frac{N}{\rho u_2^3 \frac{\pi D_2^3}{4}}.$$

Индивидуальная характеристика при любых D_2 и n может быть получена из отвлеченной (см. рис. 101) при помощи следующих соотношений

$$Q = \bar{Q} k_Q,$$

где

$$k_Q = \frac{\pi D_2^3}{4} \frac{\pi D_2 n}{60} = 410 \cdot 10^{-4} D_2^3 n,$$

$$p = \bar{p} k_p,$$

где

$$k_p = \rho \left(\frac{\pi D_2 n}{60} \right)^2 = 27 \cdot 10^{-4} \rho D_2^2 n^2$$

и

$$N = \bar{N} k_N,$$

где

$$k_N = \rho \left(\frac{\pi D_2 n}{60} \right)^3 \frac{\pi D_2^3}{4} = 3,58 \cdot 10^{-4} \rho D_2^3 n^3.$$

Некоторым видоизменением отвлеченной характеристики является процентная характеристика, на осях координат которой откладываются в процентах отношения абсолютных значений Q , p и N к оптимальным их значениям (при $\eta_{\max}$).

38. Определение основных размеров вентиляторов методом пересчета характеристик

Если известна характеристика вентилятора, подходящего по типу для заданных условий и имеющего быстроходность, равную или близкую к быстроходности, соответствующей заданию, то

геометрические размеры проектируемого вентилятора могут быть найдены при использовании формул пересчета, выведенных выше.

Геометрический масштаб, т.е. величина, на которую должны быть умножены размеры испытанного вентилятора для получения размеров рассчитываемого вентилятора, может быть получен из условия, что:

$$\frac{p_1}{\rho} = \left(\frac{n_1}{n} \right)^2 \left(\frac{D_1}{D} \right)^2 \frac{Q_1}{Q},$$

откуда

$$\frac{D_1}{D} = \frac{n}{n_1} \sqrt{\frac{p_1 Q}{\rho Q_1}},$$

где D — характерный геометрический размер (например, диаметр колеса).

Буквами с индексом 1 обозначены заданные величины, а без индекса — соответствующие значения их характеристики.

Значение геометрического коэффициента можно определить также из условия

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{n_1}{n} \left(\frac{D_1}{D} \right)^3,$$

откуда

$$\frac{D_1}{D} = \sqrt[3]{\frac{Q_1 n}{Q n_1}}.$$

Последнюю формулу рекомендуется использовать в качестве контрольной для проверки правильности расчетов в каждом конкретном случае.

Пример. Задано $Q_1 = 2 \text{ м}^3/\text{сек}$; $p_1 = 100 \text{ кг/м}^2$ и $n_1 = 1440 \text{ об/мин}$, откуда при нормальных условиях, т.е.

$$Q = 0,122 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4,$$

вычисляем

$$n_v = \frac{2^{1/2} \cdot 1440}{100^{1/4}} = 65.$$

Имеется размерная характеристика подходящего по типу вентилятора с такой же быстроходностью ($n_v = 65$), из которой следует, что при $D = 0,5 \text{ м}$ и $n = 960 \text{ об/мин}$, $Q = 1,5 \text{ м}^3/\text{сек}$ и $p = 48 \text{ кг/м}^2$.

Геометрический масштаб

$$\frac{D_1}{D} = \frac{960}{1440} \sqrt{\frac{100}{48}} = 0,96,$$

откуда $D_1 = 0,5 \cdot 0,96 = 0,48 \text{ м}$ и т.д.

Проверка:

$$Q_1 = Q \frac{n_1}{n} \left(\frac{D_1}{D} \right)^3 = 1,5 \frac{1440}{960} \cdot 0,96^3 = 2,0 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРОВ В СЕТЯХ

39. Эпюра давления в сетях

Из рассмотренных характеристик можно заключить, что одни и те же вентиляторы при неизменном числе оборотов могут иметь различную производительность и развивать различные давления, зависящие не только от свойств вентиляторов и числа оборотов, но и от присоединяемых к ним сетей.

При перемещении воздуха через сеть требуется преодолевать потери давления на трение и в местных сопротивлениях (к местным сопротивлениям относится и потеря динамического давления при выходе из воздухопровода $\frac{\rho}{2} v_{вых}^2$), а также разность давлений, в местах всасывания и нагнетания (если таковая имеется)

$$p = p_{вс} + p_{нагн} + (p_n - p_v),$$

где $p_{вс}$ — потери давления в линии всасывания;
 $p_{нагн}$ — потери давления в линии нагнетания;
 p_n — давление после выхода из сети;
 p_v — давление перед входом в сеть.

При этом

$$p_{вс} = p_{тр. вс} + p_{мс. вс}$$

и

$$p_{нагн} = p_{тр. нагн} + p_{мс. нагн}.$$

Разность давлений $(p_n - p_v)$, величина которой не зависит от расхода через сеть, называется гидростатической составляющей давления.

Давление вентилятора определяется суммарной потерей давления в сети и не зависит от соотношения величины потерь в линиях всасывания и нагнетания. Величина потерь на нагнетании не ограничена, а на всасывании, как известно, она не может быть больше $10\,000 \text{ кг/м}^2$ (1 атм). Для вентиляторных установок гидростатичес-

кую составляющую приходится учитывать при естественной тяге и при создании подпора, но в большинстве случаев она ничтожна и ею пренебрегают.

Работа вентиляторов в сетях становится нагляднее, если проследить распределение давлений в последних при помощи построения эпюр давлений. Рассмотрим построение эпюр давлений в простом всасывающе-нагнетательном воздухопроводе, когда на входе и на выходе давление равно атмосферному (рис. 102). Откладываем давление меньше атмосферного (разрежения) вниз от осевой линии, а давление больше атмосферного (избыточные) — вверх.

Давление перед вентилятором (на эпюре откладывается вниз) будет равно потере давления во всасывающем воздухопроводе, уменьшаясь до нуля в сечении всасывания. Давление непосредственно за сечением всасывания выражается потерей давления на входе.

Давление за вентилятором (откладывается вверх) будет равно потере давления в нагнетательном воздухопроводе. В сечении выхода оно выражается потерей давления на выход, характеризуемой $\zeta_{вых} = 1$, т. е. значением динамического давления.

Отсюда следует, что эпюры давлений для одного и того же воздухопровода будут разными в зависимости от расположения его на линии всасывания или нагнетания. Аналогично рассмотренной выше эпюре полных давлений можно построить эпюры динамических и статических давлений.

Динамическое давление как во всасывающем, так и в нагнетательном воздухопроводах имеет положительное значение и откладывается на эпюре вверх. Статическое давление, как известно, является частью полного давления, образуя его в сумме с динамическим давлением, т. е.

$$p_{ст} = p - p_{дин}.$$

В нагнетательном воздухопроводе избыточное полное и динамическое давления положительны (их эпюры строятся над осевой линией), а потому избыточное статическое давление будет меньше полного давления.

Во всасывающем воздухопроводе избыточное полное давление отрицательное, а динамическое — положительное, в связи с чем избыточное статическое давление получается больше избыточного полного давления

$$p_{ст} = -p - (+p_{дин}) = -p + p_{дин}.$$

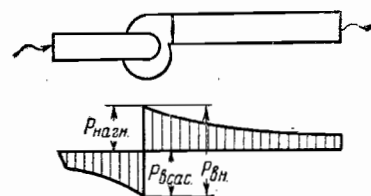


Рис. 102. Эпюра давлений в простом воздухопроводе

Однако если отсчет вести не от атмосферного давления, а от абсолютного разрежения, то как во всасывающем, так и в нагнетательном воздухопроводах абсолютное значение полного давления окажется больше статического.

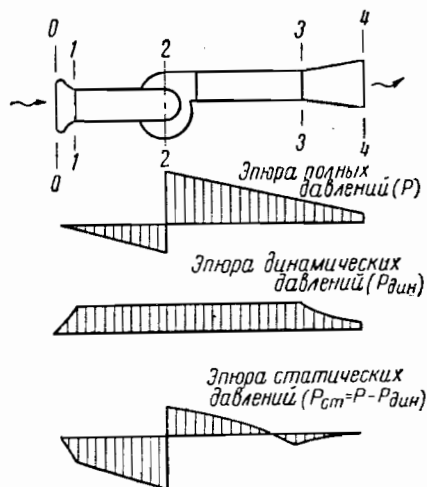


Рис. 103. Эпюры полного, динамического и статического давлений в воздухопроводе

Пример. Построить эпюры полных, динамических и статических давлений для простого всасывающе-нагнетательного воздухопровода (рис. 103) по следующим данным:

$$Q = 720 \text{ м}^3/\text{час} = 0,2 \text{ м}^3/\text{сек} (\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3); f_1 = f_2 = f_3 = 0,02 \text{ м}^2; f_4 = 0,04 \text{ м}^2.$$

Суммарные потери давления в трубопроводе принимаем на всасывающей линии $p_{вс} = 10 \text{ кг/м}^2$ и на нагнетательной $p_{нагн} = 15 \text{ кг/м}^2$.

Подсчет давлений в сечениях, произведенный по формулам

$$P_{ст} = P - P_{дин}; \quad P_{дин} = \frac{\gamma}{2g} v^2 \text{ и } v = \frac{Q}{f},$$

сведен в табл. 50.

Таблица 50

Сечения	0	1	2 _{всас.}	2 _{нагн.}	3	4
$p, \text{ кг/м}^2$	0	~0	-10,0	+15	~5	1,5
$v, \text{ м/сек.}$	0	10	10	10	10	5
$p_{дин}, \text{ кг/м}^2$	0	+6,1	+6,1	+6,1	+6,1	+1,5
$P_{ст}, \text{ кг/м}^2$	0	-6,1	-16,1	+8,9	-1,1	0

Соответствующие эпюры давлений построены в масштабе на рис. 103. Интересно отметить, что перед диффузором в нагнетательном воздухопроводе (сечение 3) статическое давление получилось отрицательным. Это означает, что через отверстие, сделанное в этом месте нагнетательного воздухопровода, воздух будет подсасываться, а не выходить из него.

Этим обстоятельством пользуются при конструировании загрузочных воро-

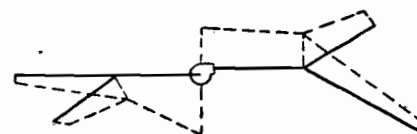


Рис. 104. Эпюра полных давлений в разветвленном воздухопроводе



Рис. 105. Наложение характеристики сети на характеристику вентилятора

нок нагнетательного пневмотранспорта, создавая здесь в воздухопроводе статическое разрежение, чтобы предотвратить выбивание.

Аналогичным путем можно построить эпюры полных давлений в разветвленных воздухопроводах, исходя из условия равенства полных давлений в узлах (рис. 104).

40. Метод наложения характеристик

Если на характеристику давления вентилятора, построенную при постоянном числе оборотов в координатах $p-Q$, наложить построенную в тех же координатах и в том же масштабе характеристику сети (рис. 105), то точка пересечения таких двух кривых (рабочая точка) определит давление и производительность этого вентилятора при работе в данной сети.

Рабочей точке соответствует условие, когда производительность вентилятора равна расходу воздуха через сеть, а давление, развиваемое вентилятором, равно потере давления в сети при этом расходе.

Зная производительность вентилятора, по его полной характеристике легко определить значения N и η (рис. 106).

Для этого следует через рабочую точку провести вертикальную прямую до пересечения ее с кривыми N и η , а через точки пересечения A и B провести затем горизонтальные прямые к шкалам N и η .

При подборе по универсальным характеристикам, построенным

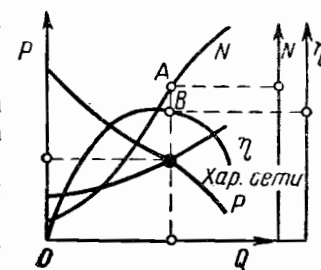


Рис. 106. Наложение характеристики сети на полную характеристику вентилятора

при переменном числе оборотов (см. стр. 137), мы решали обратную задачу и по заданной расчетной точке сети подбирали характеристику вентилятора, определяя число оборотов и к.п.д.

Накладывая характеристику сети на универсальную характеристику, построенную при переменном числе оборотов, можно по точкам пересечения соответствующих кривых определить производительность вентилятора при различных числах оборотов.

Заметим, что при наложении на полную характеристику вентилятора характеристики сети (см. рис. 106) последняя, пересекаясь с кривой $p-Q$, может пересечься и с кривыми $N-Q$ и $\eta-Q$. Точки пересечения с двумя последними кривыми, однако, никакого значения не имеют.

Применяя графический метод наложения характеристик, являющийся не только простым и наглядным, но большей частью и единственно возможным для анализа работы вентиляторов в сетях, можно легко объяснить и разрешить разнообразные и важные в практическом отношении примеры. Рассмотрим наиболее характерные случаи, влияющие на работу вентиляторов.

1. Дросселирование сети. Мощность, потребляемая осевыми и центробежными вентиляторами, с изменением производительности (при $n = \text{const}$) изменяется по-разному. Поэтому дросселирование сети также по-разному влияет на работу различных вентиляторов и нагрузку двигателей. Во многих случаях это влияние весьма значительно.

Центробежный вентилятор с возрастающей кривой мощности (рис. 107), работающий на сеть 1, имеет производительность Q_1 с потреблением мощности N_1 .

При уменьшении дросселирования (например, полном или частичном отключении сети) новая характеристика сети 2 окажется более пологой, точка пересечения ее с неизменной характеристикой вентилятора сдвинется вправо (см. рис. 107), при этом производительность его возрастет до Q_2 , а мощность увеличится до N_2 и может оказаться даже больше мощности установленного двигателя. При увеличении дросселирования сети производительность вентилятора приблизится к нулевой, что у центробежных вентиляторов будет соответствовать наименьшей мощности. У осевых вентиляторов с падающей кривой мощности, наоборот, при уменьшении дросселирования мощность достигает наименьшего значения, а при увеличении его — наибольшего.

Отсюда следует важное практическое правило, что центробежные вентиляторы нужно пускать при закрытой задвижке, а

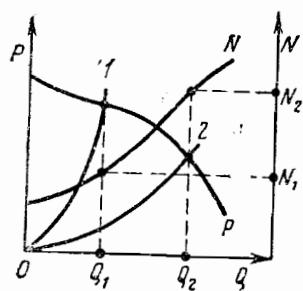


Рис. 107. Влияние дросселирования сети

осевые (в подавляющем большинстве случаев) — при открытой.

2. Неточности расчета сети. Действительные потери давления по различным причинам могут отличаться от расчетных. С этим связаны перемещения действительных характеристик сетей по отношению к расчетным, а у вентиляторов — изменение производительности.

Если сеть рассчитана с запасом или допущена ошибка в сторону преувеличения потери давления (рис. 108), то действительная характеристика сети будет лежать ниже расчетной, точка пересече-

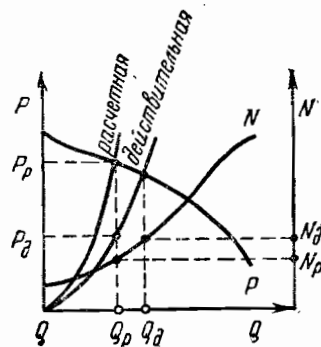


Рис. 108. Влияние неточности расчета сети

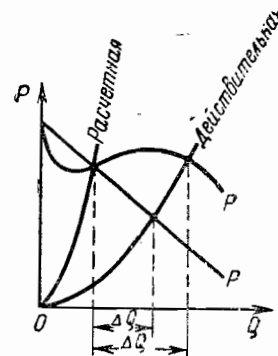


Рис. 109. Влияние формы характеристики вентилятора

ния ее с характеристикой выбранного вентилятора переместится вправо, вследствие чего производительность увеличится. Если при расчете сети сопротивления полностью не учтены, то действительная производительность, наоборот, окажется меньше расчетной.

У центробежных вентиляторов, в отличие от осевых, увеличение производительности приводит к существенному увеличению мощности, результатом чего могут быть перегрузка и повреждение двигателя, выбранного без запаса.

Однако из построения графика видно, что неточность расчета сети может повлиять на производительность вентилятора только при наличии грубых ошибок. Нужно отметить, что вентиляторы с крутопадающими характеристиками по сравнению с вентиляторами, имеющими более пологие характеристики или с впадиной, менее чувствительны к неточностям расчета (рис. 109).

3. Негерметичность сети. Подсос или утечки через неплотности влияют на характеристику сети, причем у такой сети характеристика всегда более пологая, чем у герметичной (рис. 110). При подборе вентилятора без учета негерметичности сети принимают производительность вентилятора равной Q_2 . На

самом деле производительность его увеличивается вследствие влияния негерметичности сети до $Q_{не} = Q_e + \Delta Q$, а это у центробежных вентиляторов приводит к увеличению мощности с N_e до $N_{не} = N_e + \Delta N$.

Очевидно, что избыточная подача у вентилятора будет тем больше, чем меньше герметичность сети, т. е. в известной мере она будет восполнять подсосы и утечки. Это до некоторой степени оправдывает применяемый на практике расчет сетей без учета влияния негерметичности, но в таких случаях при установке центробежных вентиляторов требуется запас мощности.

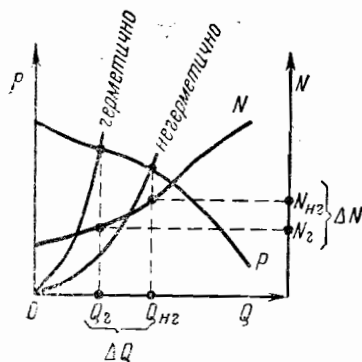


Рис. 110. Влияние герметичности сети

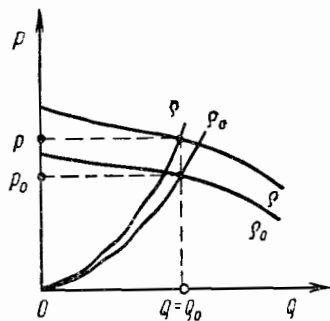


Рис. 111. Влияние плотности воздуха

4. Влияние плотности воздуха. При изменении плотности воздуха изменяются характеристики сети и вентилятора (рис. 111).

При одновременном и пропорциональном изменении этих характеристик рабочая точка переместится по вертикали, в связи с чем изменятся давление и мощность вентилятора, но производительность останется неизменной. Чтобы использовать характеристики вентиляторов, обычно составленные применительно к стандартным условиям (при q_0), результаты расчета потерь в сетях при действительных условиях пересчитывают по формулам

$$p_0 = p \frac{q_0}{q} \quad \text{и} \quad Q_0 = Q,$$

а при изменении только температуры воздуха $p_0 = p \frac{T}{T_0}$.

Учитывая эти данные, по составленным для стандартных условий характеристикам определяют n и η , после чего мощность подсчитывают в соответствии с действительным давлением по формуле

$$N = \frac{Qp}{102\eta}.$$

Пример. Подобрать дымосос, исходя из следующих данных: $Q=70\,000 \text{ м}^3/\text{час}$, $p=160 \text{ кг/м}^2$, $t=200^\circ\text{C}$ (сопротивление сети подсчитано для горячего воздуха).

На заданные условия можем подобрать специальный дымосос типа «ВД» № 15 1/2 при $n=730 \text{ об/мин}$, $\eta=0,68$ и несколько прикृतю направляющем аппарате (см. «Приложения», стр. 269).

Мощность на колесе дымососа будет равна

$$N = \frac{70\,000 \cdot 160}{3600 \cdot 102 \cdot 0,68} = 45 \text{ квт}.$$

К этому дымососу для случая непосредственного соединения рекомендуется электродвигатель типа «ГАМ-6-115-8» (380 и 500 в) установочной мощностью 60 квт (см. «Приложения», стр. 275).

В качестве дымососа можно также подобрать обычный центробежный вентилятор среднего давления (желательно с охлаждением подшипников).

Так как характеристики для подбора вентиляторов составлены для нормальных условий при $T_0 = 273 + 20 = 293^\circ\text{K}$, то

$$p_0 = 160 \cdot \frac{273 + 200}{273 + 20} = 260 \text{ кг/м}^2.$$

По этим данным ($Q=70\,000 \text{ м}^3/\text{час}$ и $p_0=260 \text{ кг/м}^2$) подбираем центробежный вентилятор типа «Ц9-55» № 12 при $n=725 \text{ об/мин}$ и $\eta=0,63$. Мощность на колесе вентилятора равна

$$N = \frac{70\,000 \cdot 260}{3600 \cdot 102 \cdot 0,63} = 48 \text{ квт}.$$

5. Расположение вентилятора и калорифера. Исходя из рассмотренного влияния плотности воздуха, можно проанализировать работу вентилятора в сети при расположении его перед калорифером (рис. 112, 1) и за калорифером (2). Принимаем в том и другом случае одинаковый вентилятор (тип, размер, число оборотов) и одинаковую сеть (некоторым изменением конфигурации сети за счет различных условий присоединения вентилятора можно пренебречь).

В том и другом случае при бездействии калориферов Q , p , N вентиляторов будут одинаковы (на рис. 113 с индексом 1).

При включении калориферов вследствие нагрева объемный вес перемещаемого воздуха уменьшится, причем в случае установки вентилятора перед калорифером изменится только характеристика сети, а в случае установки вентилятора за калорифером изменяются характеристики и сети и вентилятора.

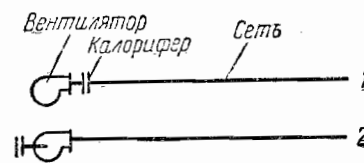


Рис. 112. Расположение калорифера в сети

В результате соответствующего наложения характеристик (см. рис. 113) получим, что при установке вентилятора перед калорифером увеличивается объемная производительность (Q_2) и мощность (N_2), хотя уменьшается давление (p_2).

При установке вентилятора за калорифером объемная производительность сохранится ($Q_3 = Q_1$), но уменьшится мощность (N_3), а также и давление (p_3).

Необходимо заметить, что полученные зависимости не являются обязательными во всех случаях и при некоторых взаимоотношениях характеристик получаются иными. Например, для осевых венти-

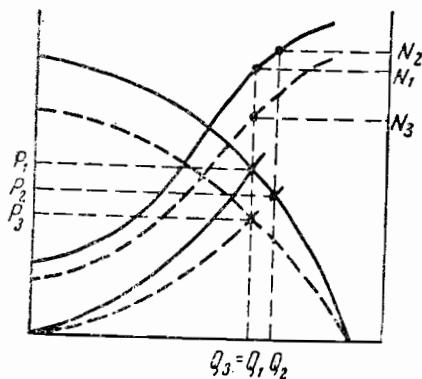


Рис. 113. Влияние расположения калорифера

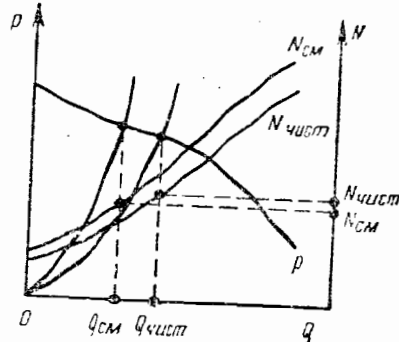


Рис. 114. Влияние механических примесей к воздуху

ляторов (на рис. 113 построена характеристика центробежного вентилятора, у которого при увеличении производительности мощность N не падает, а возрастает) при установке вентилятора перед калорифером мощность снизится.

Поэтому то или иное заключение можно делать только после соответствующего графического анализа.

Что касается весового расхода воздуха, то при использовании как центробежных, так и осевых вентиляторов он всегда будет больше при установке их перед калорифером.

Поэтому, поскольку в калориферных системах тепловой эффект определяется по весу подаваемого воздуха, вентилятору, расположенному не за калорифером, а перед ним, можно задать меньшее число оборотов (будет меньший шум, меньший износ подшипников) или даже установить меньший по размерам вентилятор.

Оптимальное решение о расположении вентилятора и калорифера, очевидно, нужно принять также с учетом всякого рода монтажных и эксплуатационных условий.

Если таких особых условий нет, то на основе вышеизложенного вентилятор выгоднее устанавливать перед калорифером.

6. Влияние механических примесей к воздуху. При засорении воздуха механическими примесями увеличивается сопротивление сети, а если примеси проходят через вентилятор, то и мощность последнего.

Если подбирать вентилятор (рис. 114) для сети, сопротивление которой подсчитано с учетом влияния механических примесей (производительность вентилятора равна $Q_{см}$, а мощность $N_{см}$), то при отсутствии этих примесей характеристика сети будет более пологой, точка пересечения с неизменной характеристикой вентилятора сместится вправо, производительность возрастет до $Q_{чист}$, а мощность будет равна $N_{чист}$. При некоторых условиях может оказаться, что $N_{чист} > N_{см}$.

В тех случаях, когда механические примеси не проходят через вентилятор (например, при расположении перед вентилятором фильтра или загрузке примесей через питатель в нагнетательную часть сети), для центробежных вентиляторов всегда получается, что $N_{см} < N_{чист}$, так как при прекращении засорения производительность увеличивается.

Пример. Определить мощность вентилятора, если подсчитанная для чистого воздуха при расходе $Q_{возд} = 5500 \text{ м}^3/\text{час}$ потеря давления в сети $p_{возд} = 125 \text{ кг/м}^2$, а весовая концентрация смеси $\mu = 0,2$.

Потерю давления в сети при засорении воздуха механическими примесями можно вычислить по формуле (см. стр. 74)

$$p_{см} = p_{возд} (1 + k\mu),$$

где по данным автора $k = 1,4$.

Тогда

$$p_{см} = 125 \cdot (1 + 1,4 \cdot 0,2) = 160 \text{ кг/м}^2, \\ Q_{см} = Q_{возд} = 5500 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Этим данным соответствует центробежный пылевой вентилятор типа «ЦП7—40» № 6 при $n = 1450 \text{ об/мин}$ и $\eta = 0,56$ (см. «Приложения», стр. 255).

Мощность на колесе с учетом влияния механических примесей и воздуху может быть подсчитана по формуле (см. стр. 137)

$$N_{см} = N_{возд} (1 + k'\mu),$$

где по данным автора $k' = 1$.

Тогда

$$N_{см} = \frac{5500 \cdot 160}{3600 \cdot 102 \cdot 0,56} = 4,3 \text{ кВт}.$$

При переходе к работе на чистом воздухе, т. е. при

$$p_{возд} = 125 \text{ кг/м}^2, \\ Q_{возд} = 5500 \text{ м}^3/\text{час},$$

подобранный вентилятор можно было бы использовать при $n_1 = 1300$ об/мин, $\eta_1 = 0,565$ и мощности на колесе

$$N_{\text{возд}} = \frac{5500 \cdot 125}{3600 \cdot 102 \cdot 0,565} = 3,3 \text{ квт.}$$

Однако при выбранном $n = 1450$ об/мин и предположении, что характеристика сети квадратичная, в соответствии с формулами пересчета (см. стр. 130), получаем

$$N'_{\text{возд}} = 3,3 \cdot \left(\frac{1450}{1300}\right)^3 = 4,6 \text{ квт}$$

и подбираем двигатель в соответствии с этой большей мощностью ($4,6 \text{ квт} > 4,3 \text{ квт}$).

41. Совместная работа вентиляторов

Необходимость в установке нескольких совместно работающих вентиляторов может возникнуть при следующих обстоятельствах:

1. Один вентилятор не удовлетворяет заданию, а замена его более соответствующим невозможна.
2. Производительность или давление установленного вентилятора подвержена резким изменениям.
3. Требуется гарантировать надежность эксплуатации вентилятора путем создания определенного резерва.

Во всех остальных случаях следует избегать совместной установки вентиляторов, так как это может снизить экономичность и уменьшить надежность их эксплуатации.

Совместная работа вентиляторов может быть параллельной или последовательной.

Если нужно изменить характеристику так, чтобы резко увеличился диапазон производительности, то целесообразно применять параллельное соединение вентиляторов. Если же

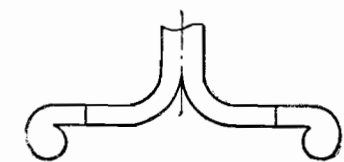


Рис. 115. Схема параллельного соединения вентиляторов

требуется изменить характеристику с тем, чтобы при той же производительности резко увеличилось давление, необходимо последовательное соединение вентиляторов.

В обоих случаях конечным результатом является увеличение производительности вентиляторов.

При параллельном соединении (рис. 115) вентиляторы подают воздух в общую сеть, причем через каждый вентилятор проходит только часть общего количества воздуха. В месте соединения потоков установится некоторое общее давление, а расход будет равен сумме производительностей вентиляторов. Отсюда следует,

что для построения суммарной характеристики параллельно соединенных вентиляторов следует алгебраически складывать их производительность при равных давлениях (рис. 116).

Случается, что для построения суммарной характеристики вентиляторов необходимо знать характеристики отдельных вентиляторов не только в первом, но и во втором квадрантах. В тех случаях, когда нельзя пренебречь потерями в воздухопроводах,

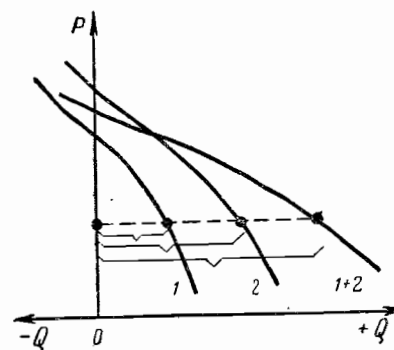


Рис. 116. Построение суммарной характеристики при параллельном соединении

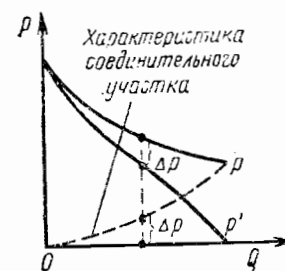


Рис. 117. Построение характеристики с учетом потери в соединительном участке

соединяющих совместно работающие вентиляторы, надо перед суммированием исправить составляющие характеристики $p-Q$, уменьшив величину давления вентиляторов на потери давления в этих участках Δp при соответствующих расходах. Такое исправление проще всего производить графически. Вычитая из ординат характеристики вентиляторов ординаты характеристик соединительных участков воздухопровода (рис. 117), получаем в результате ординаты искомой кривой.

Частным случаем параллельного соединения вентиляторов являются центробежные вентиляторы двустороннего всасывания.

При последовательном соединении (рис. 118) вентиляторы устанавливают один за другим, причем через каждый вентилятор проходит весь воздух. Примером последовательного соединения могут служить многоступенчатые вентиляторы.

Для построения суммарной характеристики последовательно соединенных вентиляторов следует алгебраически складывать их давления при равных производительностях (рис. 119). Для построения суммарной характеристики разных вентиляторов

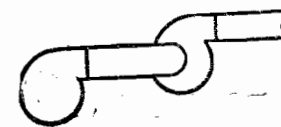


Рис. 118. Схема последовательного соединения вентиляторов

необходимо знать характеристики отдельных вентиляторов не только в первом, но и в четвертом квадрантах.

В тех случаях, когда потерями в участках воздухопровода, соединяющих вентиляторы, пренебречь нельзя, следует перед сум-

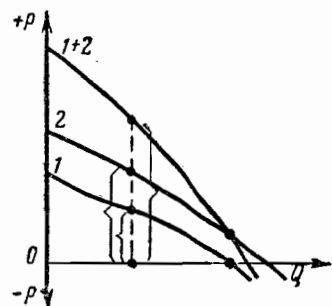


Рис. 119. Построение суммарной характеристики при последовательном соединении

мированием составляющие характеристики исправить аналогично тому, как указывалось при рассмотрении параллельного соединения вентиляторов (см. рис. 117).

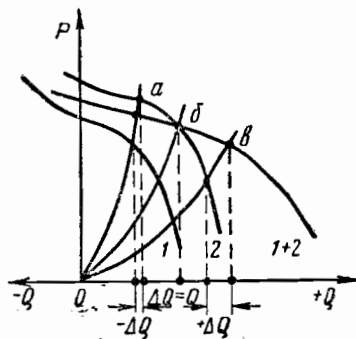


Рис. 121. Работа в сети двух параллельно соединенных разных вентиляторов

При работе в сетях двух одинаковых, параллельно соединенных вентиляторов их общая производительность определяется графически по значению абсциссы точки пересечения суммарной характеристики (кривая $1+1$, рис. 120) с характеристикой сети. Производительность каждого вентилятора $Q_{(1+1)}$ определяется по его характеристике (кривая 1) в зависимости от вели-

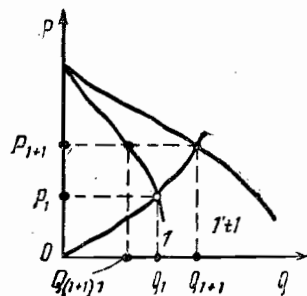


Рис. 120. Работа в сети двух параллельно соединенных одинаковых вентиляторов

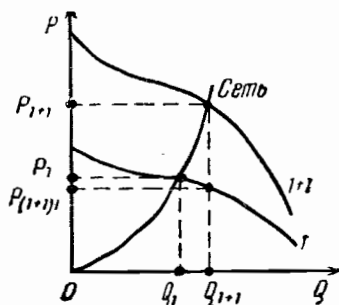


Рис. 122. Работа в сети двух последовательно соединенных одинаковых вентиляторов

чины общего давления совместно работающих вентиляторов $p_{(1+1)}$. При одновременной параллельной работе двух одинаковых вентиляторов производительность каждого равняется половине их общей производительности.

В случае параллельного присоединения к одному уже работающему вентилятору другого такого же (что не должно привести к существенному изменению характеристики сети) общая производительность увеличится, но меньше, чем вдвое, так как рабочая точка переместится не по абсциссе, а по квадратичной характеристике сети.

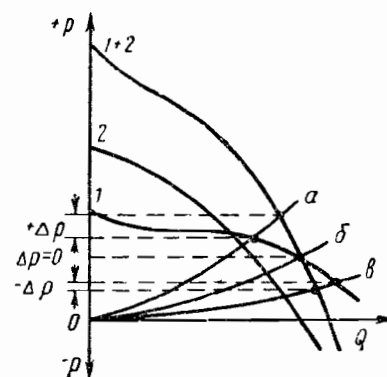


Рис. 123. Работа в сети двух последовательно соединенных разных вентиляторов

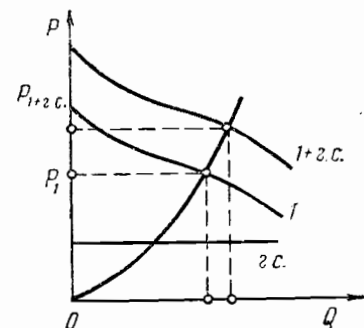


Рис. 124. Влияние гидростатической составляющей на работу вентилятора в сети

В зависимости от особенностей характеристик параллельно соединяемых вентиляторов (рис. 121) и характеристик сетей (кривые a , $б$, $в$), общая производительность вентиляторов по сравнению с производительностью одного из них может увеличиться (кривая $в$), остаться неизменной (кривая $б$) или даже уменьшиться (кривая a). Изменение производительности и давления при параллельном присоединении (или отключении) вентилятора можно определить только графически — способом наложения характеристик.

При работе в сети двух одинаковых последовательно соединенных вентиляторов общая производительность и давление определяются по пересечению их суммарной характеристики с характеристикой сети (рис. 122).

Давление одного из совместно работающих вентиляторов $p_{(1+1)}$, определяется пересечением его характеристики с ординатой, проведенной через точку пересечения суммарной характеристики вентиляторов с характеристикой сети (но никак не по пересечению составляющих характеристик вентиляторов с характеристикой сети).

При одновременной последовательной работе двух одинаковых вентиляторов давление каждого в два раза меньше общего давления. При последовательном присоединении к одному уже работающему вентилятору такого же вентилятора (что не должно привести к существенному изменению характеристики сети) общее давление увеличится, но не вдвое, так как рабочая точка переместится не по ординате, а по квадратичной характеристике. Таким образом, давление каждого из последовательно соединенных вентиляторов окажется меньше, чем давление одного работающего на ту же сеть вентилятора ($p_{(1+1)} < p_1$).

Что касается производительности двух одинаковых последовательно работающих вентиляторов, то она будет равна производительности каждого из них, но больше производительности одного вентилятора при изолированной его работе на ту же сеть.

В зависимости от особенностей характеристик последовательно соединенных вентиляторов (рис. 123) и характеристик сетей (кривые *a*, *b*, *в*) общее давление по сравнению с давлением одного работающего вентилятора *1* может увеличиться (кривая *a*), остаться неизменным (кривая *b*) или даже уменьшиться (кривая *в*).

Изменение давления и производительности при последовательном присоединении (или отключении) вентиляторов, так же как и в случае их параллельной работы, может быть определено только графически — путем наложения характеристик. Влияние естественной тяги или какого-либо другого постоянно действующего фактора на производительность и давление может быть рассмотрено по аналогии с влиянием последовательно присоединенного вентилятора.

На рис. 124 показано изменение давления и производительности вентилятора под влиянием гидростатической составляющей, зависящей от какого-либо постоянно действующего фактора.

Суммарные кривые зависимости мощности от производительности $N-Q$ могут быть построены на суммарных характеристиках совместно работающих вентиляторов аналогично кривым зависимости суммарного давления от производительности. Однако в большинстве случаев при анализе совместно работающих вентиляторов практический смысл имеет определение не суммарной мощности $N_{(1+1)}$, а мощности, потребляемой каждым вентилятором в отдельности N_1 . Последняя определяется при помощи полной характеристики вентилятора в зависимости от его производительности. Та же характеристика позволяет найти и значение к. п. д.

При совместной работе вентиляторов и возможности отключения одного из них или дополнительного присоединения еще одного вентилятора, установочную мощность двигателей следует определять, ориентируясь на наименее выгодные условия, которые могут быть выявлены только графически — путем наложения характеристик.

Общая мощность двух совместно работающих вентиляторов равняется сумме мощностей каждого из них. Общий к. п. д. установки двух совместно работающих вентиляторов может быть соответственно вычислен после определения значений общей производительности, давления и мощности.

К. п. д. каждого из вентиляторов легко найти по его характеристике, поскольку известна производительность.

Пример: Определить условия работы двух одинаковых параллельно соединенных вентиляторов на неизменную сеть, если ее характеристика выражается следующей зависимостью

$$p = 1,4 \cdot 10^{-6} Q^2.$$

Условия работы одного, двух и каждого из двух совместно работающих вентиляторов характеризуются построенным графиком (рис. 125) и приведены в табл. 51. Из графика и таблицы следует, что подключение второго венти-

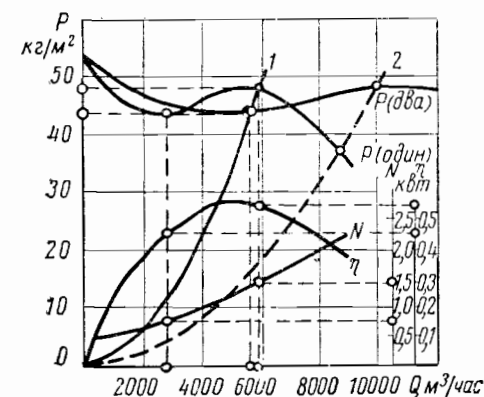


Рис. 125. Графическое определение условий совместной работы вентиляторов

лятора невыгодно, так как общая производительность, по сравнению с производительностью одного вентилятора, уменьшается.

Для сети, характеристика которой нанесена на рис. 125 пунктиром ($p = 0,5 \cdot 10^{-6} Q^2$), параллельное подключение второго вентилятора дает некоторый положительный эффект, так как производительность несколько возрастает.

Приведенный пример, в котором рассматривались распространенные центробежные вентиляторы с седлообразной характеристикой, весьма типичен и подтверждает сказанное выше о необходимости графически проверять целесообразность их совместной работы. В частности, в описанном выше случае (характеристика 1) совместная работа вентиляторов вовсе не дала эффекта.

Таблица 51

Условия работы		Q в $\text{м}^3/\text{час}$	p в $\text{кг}/\text{м}^2$	N в квт	η
Характеристика сети 1	Один	5900	48	1,4	0,55
	Каждый	2800	44	0,75	0,45
	Оба	5600	44	1,5	0,45
Характеристика сети 2	Один	8600	38	2,2	0,40
	Каждый	5000	48	1,15	0,57
	Оба	10000	48	2,3	0,57

42. Устойчивость работы вентиляторов

При работе вентиляторов в сетях практически неизбежно периодическое колебание производительности, давления и мощности вследствие изменения характеристик вентиляторов или сетей (рис. 126).

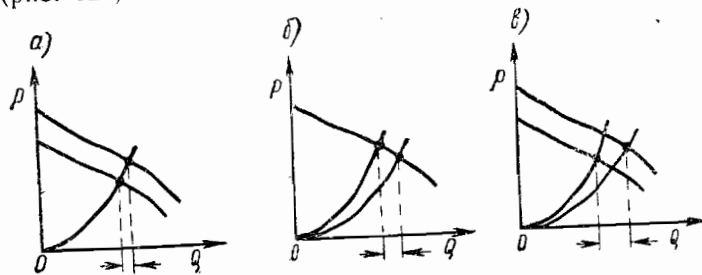


Рис. 126. Устойчивость работы вентилятора в сети:
а — при изменении характеристики вентилятора; б — при изменении характеристики сети; в — при изменении характеристик вентилятора и сети

Характеристики вентиляторов чаще всего изменяются вследствие изменения числа оборотов, которое может быть вызвано, например, колебаниями напряжения в электросети (рис. 126, а).

Характеристики сетей изменяются в результате изменения сопротивления при отключении или включении ответвлений, изменения гидростатических составляющих и т. д. (рис. 126, б). Особенно значительными могут быть колебания производительности при одновременных изменениях (колебаниях) числа оборотов вентиляторов и сопротивления сетей (рис. 126, в).

Если сеть имеет небольшую емкость, то изменение расхода через него равно изменению производительности вентилятора. В этом случае рассмотренные изменения нагрузок редко бывают

длительными и не имеют вредных последствий для установленного оборудования и условий эксплуатации.

Иное дело, когда емкость сети большая и расход через него меняется медленнее, чем производительность вентилятора. В этом случае, даже при одиночной работе вентилятора, характеристика которого имеет выгиб с большим значением давления, чем при нулевой производительности (рис. 127), возможно возникновение неустойчивого режима работы, связанного с изменением направления подачи, — помпажа.

Явление помпажа заключается в том (см. рис. 127), что при уменьшении, по сравнению с производительностью вентилятора, расходе через сеть, производительность начинает уменьшаться, так как противодействие в сети увеличивается. Графически этому соответствует плавное перемещение рабочей точки влево (из точки а в сторону точки б) по характеристике вентилятора.

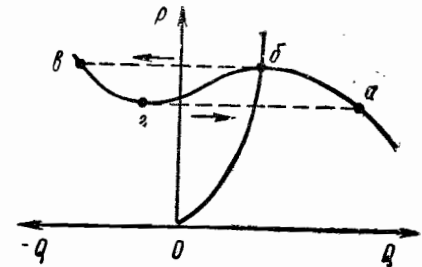


Рис. 127. Помпаж

После того как рабочая точка достигнет на гребне перед седловиной характеристики наибольшее в этом квадранте давление (точки б), противодействие сети превысит наибольшее в этом квадранте давление вентилятора, и воздух, изменив направление своего движения, устремится обратно через вентилятор.

Графически этому будет соответствовать скачкообразное перемещение рабочей точки из первого квадранта характеристики во второй (из точки б в точку в), где давление может быть большим, но производительность будет отрицательной.

Ввиду обратного вытекания воздуха через вентилятор, противодействие в сети будет понижаться. После того момента, когда рабочая точка достигнет на характеристике вентилятора во втором квадранте наименьшего давления (точка г), давление вентилятора превзойдет противодействие сети и воздух устремится обратно в сеть.

Графически этому будет соответствовать скачок рабочей точки из второго квадранта характеристики в первый квадрант (из точки г в точку а). После этого процесс возобновится.

Достаточно наглядное представление о помпаже можно получить, наполнив газом при помощи вентилятора какую-либо упругую оболочку (например, резиновый баллон). В первый момент наполнения противодействие оболочки будет небольшим, а производительность вентилятора значительной. Постепенно оболочка будет наполняться, растягиваться, а производительность в результате упругости стенок оболочки и увеличения противодействия

ния — уменьшаться. Затем, если характеристика вентилятора имеет выгиб с большим значением давления, чем при нулевой производительности, часть воздуха из оболочки будет сброшена через вентилятор обратно. После этого вентилятор опять начнет накачивать воздух в оболочку впредь до нового сброса.

При непрерывно падающей характеристике вентилятора наибольшее давление его соответствует нулевой производительности. В связи с этим, при меньшем (чем производительность вентилятора) расходе через воздухопровод, увеличение противодействия будет соответствовать непрерывному уменьшению производительности до нуля, и подача воздуха прекратится.

Чтобы обеспечить устойчивость работы вентилятора и предотвратить помпаж, необходимо стремиться к такой конструкции вентиляторов, которая обеспечила бы их непрерывно падающую характеристику давления.

ГЛАВА IX

ПОДБОР ДВИГАТЕЛЕЙ К ВЕНТИЛЯТОРАМ

43. Определение установочной мощности двигателя

Мощность двигателя, соединенного с вентилятором, передается перемещаемому воздуху, а также частично расходуется на преодоление потерь внутри вентилятора (гидравлических и на перетекание через зазор). Кроме того, мощность расходуется на трение дисков колеса о воздух (нулевая мощность) и на преодоление механических потерь (трение в приводе от вентилятора к двигателю, в подшипниках).

Полезная мощность, как известно, определяется по формуле

$$N_{пол} = \frac{Q \cdot p}{102},$$

где

Q — в $м^3/сек$; p — в $кг/м^2$; N — в $квт$.

Гидравлическая мощность, т. е. мощность, передаваемая воздуху и в силу несовершенства процесса частично расходуемая на гидравлические потери и на перетекание воздуха через зазор внутри вентилятора

$$N_h = N_{пол} + N_{пот} + N_{заз}.$$

Мощность на колесе вентилятора, т. е. без учета механических потерь, будет больше вследствие трения дисков колеса о воздух (нулевой мощности)

$$N = N_h + N_0 = \frac{Q \cdot p}{102\eta}^*.$$

Именно эта мощность вычисляется при подборе вентиляторов по характеристикам (см. «Приложения»).

* В случае, если воздух засорен механическими примесями (стр. 137)

$$N_{см} = N(1 + k'\mu).$$

В зависимости от способа соединения вентилятора с двигателями должны быть учтены дополнительные потери мощности. Мощность на валу вентилятора, т. е. с учетом потерь в подшипниках, равна

$$N_s = \frac{Q \cdot p}{102 \eta_s}.$$

где $\eta_s = 0,95—0,97$ в зависимости от типа, числа и состояния подшипников.

Мощность на валу двигателя, т. е. с учетом потерь в передаче от вентилятора к двигателю, выразится формулой

$$N_n = \frac{Q \cdot p}{102 \eta_s \eta_n},$$

где для клиновидной передачи

$$\eta_n = 0,90—0,95.$$

Для передач иного типа (фрикционных, зубчатых и пр.) значения η_n принимаются по соответствующим справочникам.

Если вентилятор соединен с двигателем на одном валу (см. рис. 61, позиция 1), то коэффициенты полезного действия составляют

$$\eta_s = 1 \text{ и } \eta_n = 1,$$

и

$$N_n = \frac{Q \cdot p}{102 \eta}.$$

Если вал вентилятора соединяется с валом двигателя при помощи соединительной муфты (на одной оси, см. рис. 61, позиция 4), то получим

$$\eta_n = 1 \text{ и } N_n = \frac{Q \cdot p}{102 \eta_s}.$$

В действительности, как уже говорилось, при работе вентилятора в сети фактическая мощность может отличаться от расчетной в результате неточности расчетов, отступлений от проекта при монтаже, несоответствия оборудования, негерметичности и многих других причин.

Ввиду практической невозможности и нецелесообразности учитывать порознь все эти влияния, рекомендуется принимать расчетную мощность с запасом

$$N_p = \frac{Q \cdot p}{102 \eta_s \eta_n} k,$$

где k — коэффициент запаса мощности, учитывающий не выявленные расчетом факторы.

Вследствие того, что мощность центробежных вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, резко меняется с изменением производительности, для них рекомендуется принимать $k = 1,1—1,15$. Для центробежных вентиляторов с лопатками, загнутыми

назад, а также для осевых вентиляторов, мощность которых меньше меняется при изменении производительности, следует принимать $k = 1,05—1,1$.

После определения мощности производится подбор соответствующих по типу двигателей, у которых установочная мощность на валу должна быть большей в сравнении с подсчитанной.

Часто рекомендуется при определении установочной мощности электродвигателей принимать дополнительный запас в зависимости от ее абсолютных значений. Но такой запас может быть оправдан только для двигателей мощностью до 0,5 квт.

44. Электродвигатели

Вентиляторы приводятся в действие главным образом при помощи электродвигателей. В отдельных случаях, например, в качестве резерва, можно применять паровые и бензиновые двигатели. В приложении IV приведены технические данные об электродвигателях, выпускаемых нашей промышленностью.

Электродвигатели могут развивать большое число оборотов, обладают высоким к. п. д., компактны, недороги и весьма просты в эксплуатации.

Простейшие электродвигатели (рис. 128) состоят из неподвижного статора с лапами, крышки и вращающегося в подшипниках на валу ротора. Выступающий конец вала обычно снабжают шкивом. Для непосредственного соединения с вентиляторами весьма удобны фланцевые электродвигатели.

Электродвигатели постоянного тока в вентиляторных установках применяют очень редко, так как постоянный ток для силовых нужд используется только в особых случаях. Для вентиляторных установок наиболее пригодны шунтовые электродвигатели постоянного тока.

Положительной особенностью шунтовых электродвигателей является возможность весьма экономичной и широкой регулировки числа оборотов путем изменения напряжения подводимого к электромагнитам тока.

Преимущественно распространены электродвигатели переменного трехфазного тока*. Они разделяются на синхронные и асинхронные.

* Использование осветительного однофазного переменного тока допустимо только при мощности двигателя не более 0,5 квт.

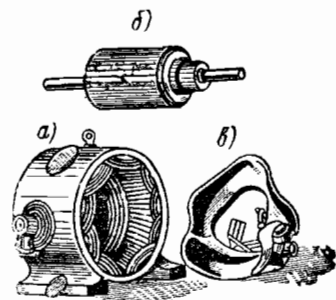


Рис. 128. Электродвигатель в разобранном виде:
а — статор; б — ротор; в — крышка

Синхронные электродвигатели сложны в конструктивном отношении в обслуживании, но весьма экономичны в эксплуатации. В вентиляторных установках применять их целесообразно только в отдельных случаях (например, при наличии крупных осевых вентиляторов).

Наибольшее распространение, в особенности при мощности до 100 *квт*, имеют более простые асинхронные электродвигатели.

Асинхронные электродвигатели выпускаются с контактными кольцами (рис. 129, а) и короткозамкнутые (рис. 129, б). Асинхронные электродвигатели с контактными кольцами при помощи реостатов и специальных приспособлений могут плавно, без перегрузки, включаться в сеть. Короткозамкнутые асинхронные

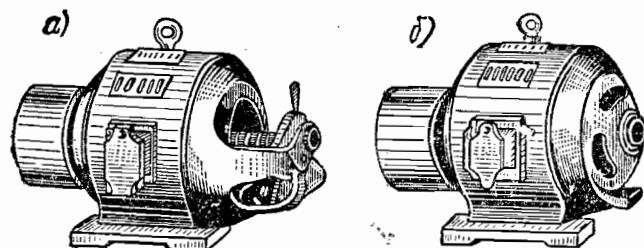


Рис. 129. Электродвигатель:
а — с контактными кольцами; б — короткозамкнутый

электродвигатели наиболее просты как в конструкции, так и в обслуживании, но в них при непосредственном включении в сеть сила кратковременного тока превышает нормальную примерно в пять раз.

В зависимости от условий в местах установки электродвигателей, а также способов охлаждения (при недостаточном охлаждении мощность может заметно снизиться) выбирается то или иное использование электродвигателя.

Открытые электродвигатели устанавливают в помещениях с незначительной и средней запыленностью и влажностью. У защищенных электродвигателей обмотка изолируется от действия влаги, кислот и др.

Закрытые электродвигатели имеют конструкцию станины, предохраняющую их от влияния окружающего воздуха (сильно запыленного, перегретого, насыщенного разъедающими парами). Они могут иметь специальную вентиляцию. Совершенно закрытые или взрывобезопасные двигатели изготавливают с герметично закрытыми кожухами, через весьма развитую поверхность которых удаляются избытки внутреннего тепла.

Помимо описанных электродвигателей, наша электромашиностроительная промышленность освоила и осваивает другие, самые разнообразные типы и конструкции электродвигателей различной

мощности. У электродвигателей переменного тока теоретическое (синхронное) число оборотов в минуту равно

$$n = 60 \frac{\nu}{m},$$

где ν — частота колебаний тока (в электрических сетях Советского Союза $\nu = 50$ периодов в секунду);

m — число пар полюсов электродвигателей.

Включая разное число пар полюсов, можно изменять число оборотов. Фактическое (асинхронное) число оборотов электродвигателей переменного тока под влиянием нагрузки несколько снижается.

При нормальной нагрузке примерное фактическое число оборотов электродвигателей в зависимости от числа полюсов указано в табл. 52.

Таблица 52

Число пар полюсов	1	2	3	4	5	6	и более
Теоретическое число об/мин	3000	1500	1000	750	600	500	
Фактически, об/мин	2880	1440	960	720	570	480	

Чем больше число оборотов (меньше пар полюсов), тем компактнее, дешевле и экономичнее электродвигатель. Отсюда следует, что предпочтительнее выбирать электродвигатели с наибольшим числом оборотов. Наибольшим синхронным числом оборотов у электродвигателей переменного тока является 3000 об/мин, что соответствует одной паре полюсов. При повышении частоты тока максимальное число оборотов может повыситься. Чаше всего в вентиляторных установках используются электродвигатели с двумя парами полюсов (1500 об/мин).

Желательно подбирать такие электродвигатели, число оборотов которых совпадает с числом оборотов подобранных вентиляторов, что дает возможность соединять их непосредственно. К сожалению, это не всегда осуществимо и поэтому приходится применять промежуточную передачу.

Плоскоременная передача обычного типа, по сравнению с непосредственным соединением, имеет следующие недостатки:

- 1) уменьшается надежность эксплуатации вследствие возможного скольжения при ослаблении натяжения ремня;
- 2) снижается экономичность эксплуатации за счет дополнительных механических потерь;
- 3) увеличиваются габариты и стоимость установки;
- 4) усиливается ее шум.

Напряжение в электрических сетях нашей страны применяется в 127, 220, 380, 500, 600 в и т. д., в соответствии с чем конструируются и электродвигатели.

Чем больше напряжение, тем меньшие сечения проводов могут быть использованы для подвода той же мощности, тем компактнее и дешевле получаются установки.

В большинстве вентиляторных установок преимущественно применяются электродвигатели 127/220 и 220/380 в. Использование одного и того же электродвигателя при двух разных напряжениях осуществляется соответствующим пересоединением обмоток статоров (на звезду — большее напряжение, на треугольник — меньшее).

Мощность, потребляемая электродвигателем из сети, определяется по формуле

$$N_c = \frac{N_n}{\eta_m},$$

где N_n — мощность на валу двигателя (см. стр. 164) и

η_m — к. п. д. электродвигателя, учитывающий весьма сложно учитываемые и разно-

Рис. 130. Схема присоединения двух ваттметров при измерении мощности

образные электрические и механические потери (при нормальных условиях $\eta_m = 0,90—0,95$).

Для трехфазных двигателей эту потребляемую мощность можно весьма просто и точно определить путем суммирования мощностей, измеряемых двумя ваттметрами (схему соединения см. на рис. 130)*.

Приблизительно потребляемая из сети мощность может быть определена с помощью эксплуатационных приборов и подсчитана по формуле

$$N_c = \sqrt{3} \cdot I \cdot E \cdot \cos \varphi \cdot 10^{-3} \text{ кВт},$$

где I — отсчет по амперметру в а,

E — отсчет по вольтметру в в,

$\cos \varphi$ — коэффициент мощности, зависящий от типа электродвигателя и, главное, степени его загрузки (при нормальной загрузке $\cos \varphi = 0,8—0,9$).

Установка электродвигателей с неоправданным запасом и получающаяся в результате этого недогрузка влияют на уменьшение $\cos \varphi$ и, следовательно, удорожают эксплуатацию.

* При использовании типовых ваттметров приходится применять понижающие трансформаторы и шунты, вводя коэффициенты пересчета.

МОНТАЖ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

45. Воздухопроводы

При монтаже воздухопроводов необходимо обеспечивать их герметичность, несгораемость, устойчивость против коррозии, звуконепроводимость, хороший внешний вид.

Утечки или подсосы через щели и неплотности воздухопроводов нарушают режим работы систем, могут привести к изменению воздухообмена. При недостаточном качестве монтажа и плохом уходе за оборудованием, как показали произведенные обследования, утечки через вентиляционные каналы могут достигать 20—40% и более. Особенно большие утечки бывают через фильтры, калориферы, увлажнительные камеры. Утечки возрастают по мере увеличения разности давлений вне и внутри воздухопровода, а поэтому они наиболее существенны в прилегающих к вентиляторам участках.

Герметичность зависит от качества монтажа, особенно в соединениях — фланцах, бандажах, фальцах, стыках и т. д.

Воздухопроводы нужно выполнять из несгораемых материалов (металла, стекла, минеральных плит, асбеста, кирпича, бетона, пластмассы и т. д.) и, кроме того, прокладывать эти материалы таким образом, чтобы в случае пожара затруднялось распространение по ним пламени.

Большая внутренняя поверхность воздухопроводов, наличие многочисленных соединений, а также возможное загрязнение или повышение влажности проходящего воздуха создают благоприятные условия для коррозии наиболее распространенных стальных воздухопроводов.

Самым простым и распространенным способом защиты воздухопроводов из листовой стали от коррозии является их окраска. Основу масляных красок составляет олифа, которую можно применять даже без смеси с собственно краской (пигментами).

Для защиты от коррозии могут быть также использованы нитрокраски, лаки, битум, асфальт и др.

Из металлических покрытий чаще всего применяют цинк, наносимый в горячем виде на поверхность стального листа (оцинкованная сталь). Из металлов для изготовления воздухопроводов можно использовать, кроме обычной, нержавеющей и углеродистую сталь, алюминий.

Весьма долговечны в эксплуатации стеклянные и асбоцементные воздухопроводы, но они пока еще недостаточно распространены. Довольно широко применяющиеся воздухопроводы из шлакоалебастровых плит следует использовать только для перемещения сухого воздуха, так как они разрушаются от сырости. Сгораемы и подвержены разрушающему влиянию сырости деревянные воздухопроводы, а в том числе фанерные.

В ряде случаев для изготовления воздухопроводов с успехом применяется винипласт и некоторые другие полимерные материалы.

Звуконепроводимость воздухопроводов и предотвращение вибрации обеспечиваются надлежащим креплением, изготовлением их из более упругих материалов и массивностью конструкций (стальные воздухопроводы, например, в этом отношении уступают каменным или выполненным из минеральных плит). Простым и весьма эффективным устройством для изоляции воздухопровода от возможной вибрации вентилятора является короткая резиновая или брезентовая вставка. Аэродинамический шум может быть погашен в специальных камерах звукового глушения (см. рис. 134).

Неудачно расположенные воздухопроводы могут существенно нарушить внешний вид помещения, уменьшить его полезный объем, ухудшить освещение и т. д.

Особенно неудобны в этом отношении круглые подвесные воздухопроводы. Приставные прямоугольные воздухопроводы располагаются в помещениях более удачно, но наиболее целесообразна скрытая прокладка их в толще ограждений. Очень удобно осуществлять такую прокладку при блочном строительстве.

Хороший внешний вид открыто расположенных воздухопроводов зависит от окраски, способа крепления, подвески и пр.

46. Установка вентиляторов и электродвигателей *

Перед установкой проверяют соответствие полученных вентиляторов и двигателей данным проекта и техническим условиям. Особенное внимание следует обращать на направление вращения колес, их балансировку, обеспечение требуемых зазоров, состояние подшипников, прочность соединений.

* О производстве работ по монтажу воздухопровода см. Бреннер Р. Н. Монтажные работы по отоплению, теплогазоснабжению и вентиляции. Стройиздат, 1950 и др.

Центробежные вентиляторы до № 8 включительно доставляют в собранном виде и их можно сразу устанавливать на место. Вентиляторы больших размеров обычно поступают разобранные, и собирают их по элементам. Вентиляторы и электродвигатели устанавливают на заранее подготовленных фундаментах. Однако, по нашему мнению, нельзя рекомендовать предварительную заделку в них крепежных болтов, так как разметка отверстий в станинах может не совпадать с предварительной. Электродвигатели устанавливают на салазках, что позволяет в случае необходимости (например, для натяжки ремня) перемещать их.

Наиболее прост монтаж вентиляторов, колеса которых уже при заводской сборке насажены непосредственно на валы электродвигателей (электровентиляторов, см. рис. 61, позиция 1).

Колеса крупных вентиляторов (центробежных — выше № 5, а осевых — выше № 10) затруднительно соединять таким образом с электродвигателями, — приходится устанавливать колеса на самостоятельных валах с подшипниками и при помощи муфт соединять с электродвигателями (см. рис. 61, позиции 4 и 6). При этом весьма важно тщательно сцентрировать оси валов. Муфты могут быть жесткие и упругие, состоящие из двух полумуфт, свертываемых болтами-пальцами. В соединительные отверстия упругих муфт закладывают кожаные или резиновые втулки, вследствие упругости которых сглаживается пусковой рывок и может быть компенсировано небольшое нарушение центровки.

Промежуточная передача вентиляторов с электродвигателями (см. рис. 61, позиции 2, 3, 5 и 7) чаще всего осуществляется, как ременная, причем в последнее время плоскоремennая передача почти повсеместно вытеснена более надежной и компактной клиноремной.

47. Балансировка колес вентиляторов

При вращении колес вентиляторов может появиться вибрация, которая разрушающе действует на подшипники и всю конструкцию установленного вентилятора, а также является причиной шума. Вибрация возникает вследствие неуравновешенности массы колеса относительно оси вращения, в результате чего образуются силы, действующие на изгиб вала (рис. 131).

Если колесо узкое, сравнительно невелико по диаметру и рассчитано на работу при небольших окружных скоростях, то силу, действующую на изгиб вала, считают расположенной в одной плоскости, и уравнивание (балансировку) можно производить так называемым статическим способом. В других, более общих случаях, эти силы могут располагаться в разных плоскостях, воздействуя сильнее на вал. В этом случае балансировку следует производить динамическим способом.

В соответствии с ГОСТ 5976—55 все колеса вентиляторов должны быть при сборке на заводе динамически уравновешены.

Если при транспортировке, монтаже или эксплуатации первоначальная заводская балансировка нарушится, ее следует немедленно восстановить. Статическая балансировка, в отличие от динамической, которую производят при помощи специальных станков, осуществляется без особых трудностей.

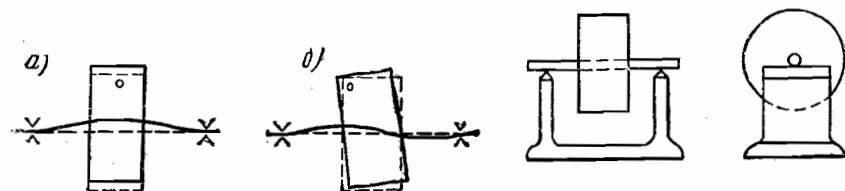


Рис. 131. Изгиб вала за счет неуравновешенности колес:
а — статический; б — динамический

Рис. 132. Статическая балансировка колеса

Для этой цели (рис. 132) располагают строго горизонтально две металлические призмы (ножи), на которые опирается вал с насаженным на него колесом. Если колесо неуравновешено, то при поворотах оно все время будет занимать определенное положение — избыточной массой вниз. Задачей балансировки является облегчение колеса в этом месте (стачиванием, просверливанием) или подбор добавочного груза для укрепления на противоположной стороне колеса (приклейкой, приваркой). Уравновешенное колесо при повороте должно останавливаться в любом положении.

48. Подшипники

Для вентиляторов, а также и для электродвигателей, как правило, применяются шариковые или роликовые подшипники качения. По сравнению с подшипниками скольжения эти подшипники более просты в эксплуатации и удобнее при монтаже и демонтаже, но при работе они сильнее шумят.

Наиболее простыми являются радиальные однорядные подшипники. В случае невозможности обеспечить точную соосность на валу применяют двухрядные сферические самоустанавливающиеся подшипники, способные воспринимать весьма значительные осевые нагрузки*.

* Следует отметить, что у вентиляторов, особенно низкого и среднего давления, осевая нагрузка, направленная в сторону всасывания, относительно незначительна. Она приближенно может быть подсчитана по формуле

$$C = pF_{вс} \text{ кг,}$$

где: p — давление вентилятора в кг/м^2 ;

$F_{вс}$ — площадь всасывающего отверстия вентилятора в м^2 .

При установке на гладких валах без заплечиков двухрядные подшипники монтируют на закрепительных втулках.

Подшипники выбирают в соответствии с существующими нормативами, исходя из расчетной службы для вентиляторов низкого давления не менее 15 000 час, а для вентиляторов среднего и высокого давления 10 000 час (ГОСТ 5976—55).

Устанавливаемые подшипники следует предохранять от загрязнения, промывая их в случае необходимости бензином. Особенно следует оберегать их от попадания влаги и ржавления. Часть вала, на которую насаживаются подшипники, должна быть очень тщательно обработана и иметь припуск по сравнению с внутренним диаметром кольца.

Перед насаживанием подшипников их желательно подогревать в масле. Насадку следует производить, ударяя по кольцу подшипника медным молотком или через кусок трубы.

Подшипники на закрепительных втулках устанавливают путем натягивания гайки на коническую разрезную втулку, но завинчивать гайку надо против направления вращения вала.

Корпус подшипника (рис. 133) изнутри следует проточить точно по окружности с сохранением достаточного осевого зазора; он должен хорошо защищать подшипник от пыли, воды и грязи.

Особенно важно обеспечить тщательное уплотнение между валом и корпусом, что можно выполнить при помощи лабиринтов или войлочных колец (см. рис. 133).

Затяжку разъемных половинок корпуса надо производить без особых усилий, во избежание деформации наружного кольца подшипника. Смазка подшипников качения, как правило, бывает консистентной, закладываемой в корпус более чем на половину его свободного объема. В дальнейшем, примерно через три месяца, добавляют смазку через контрольную пробку. Раз в год корпус желательно разобрать, промыть детали керосином, затем бензином и заложить свежую смазку.

В скользящих подшипниках шейка вала вращается во вкладыше, заполненном баббитом или каким-либо другим специальным материалом, причем необходимо следить за постоянной подачей масла, создающего пленку между трущимися поверхностями.

В случае перемещения горячих газов возможны деформация вала вентилятора (дымососа) и перегрев смазки, что может привести к быстрому износу и разрушению подшипников. Подшип-

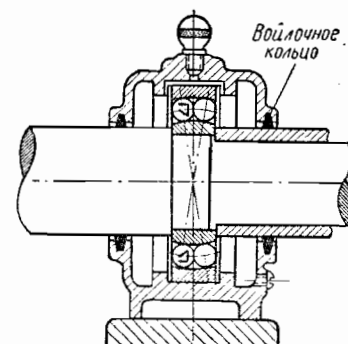


Рис. 133. Шарикоподшипник в чугунном корпусе

ники качения таких установок (при температуре газа более $+200^{\circ}\text{C}$) удобно охлаждать водой, циркулирующей через специальную рубашку-корпус.

49. Звукоизоляция

Источником шума в вентиляторных установках являются работающие вентиляторы, электродвигатели и передача между ними. Возможно образование шума и в воздухопроводах при высоких скоростях течения воздуха. Шум вентиляторов обуславливается их типом, режимом работы, недостатками изготовления, качеством монтажа.

Тип вентилятора и режим его работы определяются при проектировании. Как уже указывалось, при работе с одним и тем же давлением осевые вентиляторы сильнее шумят, чем центробежные, так как коэффициент давления их значительно меньше и поэтому требуются значительно большие окружные скорости. Меньше шумят вентиляторы с большим числом лопаток.

Центробежные вентиляторы, колеса которых имеют лопатки, загнутые вперед, шумят при той же окружной скорости больше, чем при колесах с лопатками, загнутыми назад, так как во втором случае скорости выхода с лопаток (c_2) и в кожухе получаются меньшими. Но колеса с лопатками, загнутыми назад, имеют меньший коэффициент давления, вследствие чего при работе с одним и тем же давлением их приходится использовать при больших окружных скоростях, чем колеса с лопатками, загнутыми вперед.

Окружная скорость вращения колес как для осевых, так и для центробежных вентиляторов из соображений относительно бесшумной работы не должна быть более 25—30 м/сек. При таких окружных скоростях могут быть достигнуты давления в 10—20 кг/м² для осевых и 80—120 кг/м² для центробежных вентиляторов. Если необходимо получить большие давления и обеспечить относительно бесшумную работу, то вентиляторы соединяют между собой последовательно.

Шум механического происхождения вызывается наличием передачи, плохой балансировкой и работой подшипников, недостатками монтажа и т. д.

При проектировании и подборе вентиляторов обычно стремятся обеспечить непосредственное соединение их с электродвигателями на одном валу или на одной оси. Это не только увеличивает экономичность эксплуатации вследствие устранения потерь мощности в передаче и обеспечения более выгодной компоновки вентиляторной установки, но и значительно снижает шум.

Большим недостатком в производстве вентиляторов, влияющим на увеличение шума, является неудовлетворительная балансировка (см. выше). Необходимо также проверять затяжку всех соединений, состояние подшипников, наличие надлежащих зазоров.

Весьма заметный эффект в снижении шума дает замена подшипников качения подшипниками скольжения.

Не менее существенное улучшение дает расположение колеса между двумя опорами вместо консольного расположения его на валу.

Клиновидная передача создает меньший шум, нежели плоскоремная.

Предпочтительнее массивные конструкции вентиляторов — литые осевые колеса, литые кожухи и станины центробежных вентиляторов. При монтаже вентиляторов и электродвигателей следует устанавливать их на самостоятельных массивных основаниях с упругими прокладками.

За последнее время в нашей монтажной практике с успехом стали применять виброизолирующие основания — металлические рамы или железобетонные плиты, располагаемые на резиновых или пружинных амортизаторах.

Основания под крупные установки не должны соприкасаться боковыми поверхностями с грунтом, чтобы вибрация не передавалась ограждениям здания. Котлован при этом можно огрести шпунтованными сваями, забитыми ниже подошвы фундамента, а промежутки заполняют каким-либо упругим материалом. Упругая прокладка помещается под подошвой основания, а дополнительно она может быть расположена и под станией.

Основания, сооружаемые на перекрытиях или площадках, должны иметь акустические швы (упругие прокладки), изолирующие их от каркаса здания.

Для предотвращения передачи шума работающих вентиляторов через воздухопроводы следует в обязательном порядке располагать между ними упругие патрубки из резины или воздухо-непроницаемой ткани.

При фланцевых соединениях звеньев воздухопроводов можно в целях звукоизоляции выполнять прокладки из резины, асбестового картона, а затяжные болты изолировать при помощи шайб из кожи или чулок из резиновых трубок.

При скорости течения воздуха свыше 4 м/сек шум может появиться и внутри воздухопроводов — в местных сопротивлениях, регулирующих устройствах, решетках. Особенно сильный шум может возникнуть в приточных или вытяжных решетках.

Для поглощения шума (преобразования его энергии в тепло) стенки воздухопроводов, хотя бы на отдельных участках, устраивают из звукопоглощающего материала с пористой поверхностью или предусматриваются камеры глушения. Такие камеры глушения (рис. 134) представляют собой уширенные воздухопроводы, снабженные различного рода экранами для отражения и поглощения шума*.

* О расчете звукоизоляции см. Юдин Е. Я. Краткое руководство по акустическому расчету вентиляционных установок. Стройиздат, 1945. и др.

Оценка силы шума (звука) производится в децибелах. Встречающиеся на практике уровни силы шума лежат в пределах от 20 (в радиостудиях) до 130 децибел (на аэродроме).

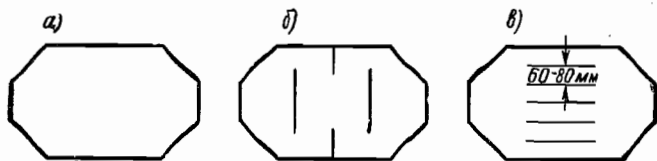


Рис. 134. Камеры глушения:
а — расширительная; б — с экранами; в — пластическая

Восприятие шума обуславливается не только его силой, но и частотой. Шум с большей частотой действует менее раздражительно, и поэтому уровень его оценивают также громкостью в фонах. При частотах, лежащих в пределах 800—2000 герц, резуль-

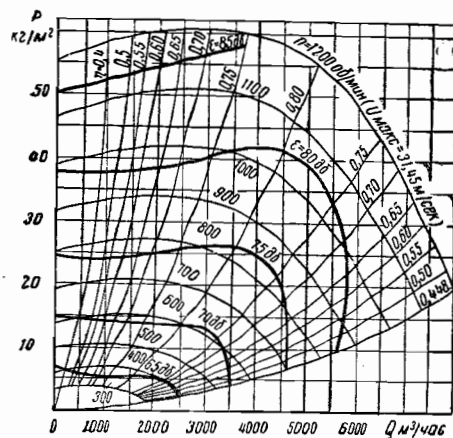


Рис. 135. Акустическая и аэродинамическая характеристика вентилятора

таты измерения в децибелах или фонах практически совпадают. Важно отметить, что если в помещении имеется источник шума, создающий уровень силы L , то n источников создадут уровень:

$$L_n = L + 10 \lg n.$$

Таким образом, уровни шума практически не складываются, но при наличии нескольких источников, мало, отличающихся по мощности друг от друга, нужно осуществлять звукоизоляцию сразу всех источников. При производственных или каких-либо других неустраняемых мощных источниках шума (например, в машинообрабатывающем цехе) нет необходимости обеспечивать звукоизоляцию вентиляторных установок, так как уровень их шума не будет определяющим.

Силу шума вентилятора в децибелах (дб) при разных режимах работы удобно определять с помощью акустических характеристик, обычно совмещаемых с аэродинамическими характеристиками (рис. 135).

НАЛАДКА (ИСПЫТАНИЕ И РЕГУЛИРОВКА) ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

Ошибочность исходных данных, принятых при проектировании, неудовлетворительное качество монтажа, несоответствие оборудования и другие обстоятельства могут привести к недостаточной эффективности вентиляторных установок. Недочеты эти выявляются испытанием и устраняются регулировкой.

Различают монтажную наладку, осуществляемую непосредственно после окончания монтажа в целях обеспечения проектных параметров, и наладку эксплуатационную, обеспечивающую наилучшие условия эксплуатации вентиляторной установки в данных условиях.

При монтаже установок главное внимание следует обращать на создание в обслуживаемых помещениях надлежащих санитарно-гигиенических условий (температура, влажность, химический состав, запыленность воздуха).

В настоящей книге рассматривается техническая монтажная и эксплуатационная наладка, осуществляемая инженерно-техническим персоналом. Аппаратура и методика санитарно-гигиенических испытаний, обычно осуществляемых химиками и гигиенистами, рассматриваются в специальных пособиях.

50. Измерительная аппаратура

Для проведения испытания и регулировки вентиляторных установок требуется соответствующая измерительная аппаратура (приборы). Из многочисленного количества самых разнообразных по типам и конструкциям приборов отмечаются только наиболее распространенные при технических испытаниях и регулировке.

Для определения физического состояния воздушной среды в месте, откуда происходит засасывание, а также и в воздухопроводах вентиляторных установок требуется измерять темпера-

туру, давление и влажность. Зная эти параметры, легко определить плотность воздуха (см. стр. 7). Для измерения температуры воздуха пользуются термометрами, термопарами. Наиболее доступны ртутные или спиртовые термометры с ценой деления $0,2^\circ$, свободно подвешиваемые в разных пунктах и на разных высотах в помещении. Эти термометры подвешивают не менее чем в трех пунктах и в каждом из них не менее чем на трех высотах или вводят нижними концами внутрь воздухопроводов (не менее чем по три штуки в каждом сечении). Недостатками термометров по сравнению с термопарами являются их большая инертность и невозможность производить ими дистанционные измерения.

Барометрическое давление в помещении измеряют при помощи ртутных барометров или пружинных анероидов.

Влажность воздуха измеряется психрометрами и гигрометрами. Простейший психрометр состоит из двух рядом смонтированных термометров, у одного из которых шарик смочен при помощи увлажняемого водой марлевого или батистового чехла. Чем суше окружающий воздух, тем интенсивнее происходит испарение и больше снижается температура, т. е. увеличивается разница между показаниями сухого и смоченного термометров.

В вентиляторном или аспирационном психрометре (рис. 136) шарики термометров заключены в трубочки, через которые при помощи небольшого вентилятора с пружинным забором просасывается воздух.

Скорость воздуха, омывающего шарики, практически постоянна и настолько велика, что подвижность его в помещении не может отразиться на показаниях. Трубочки, кроме того, защищают шарики от влияния лучистой теплоты.

Влажность внутри воздухопровода, мало изменяющуюся по поперечному сечению, можно измерять вводимым через отверстие психрометром с учетом поправки на подвижность воздуха.

Действие гигрометра основано на измерении деформации обезжиренного волоса, зависящей от влажности воздуха.

Подвижность (скорость) воздуха в помещении или у отверстий воздухопроводов можно измерять при помощи кататермометров, анемометров (вертушечных и электрических) и реактивных приборов.

Кататермометр представляет собой массивный спиртовой термометр, который нагревается до определенной температуры. Его помещают в месте испытания и при помощи секундомера измеряют время снижения температуры на определенное число градусов

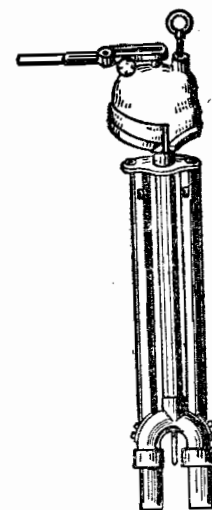


Рис. 136. Аспирационный психрометр

(от 38 до 35°). Чем подвижнее воздух, тем быстрее охлаждается прибор и измеренное время получается меньшим.

В зависимости от этого времени, температуры воздуха и фактора прибора, характеризующего его массивность, скорость подвижности воздуха определяется по эмпирическим формулам. Кататермометры применяют только для сравнительных испытаний.

Вертушечные анемометры представляют собой соединенную со счетным механизмом вертушку, которая вращается тем быстрее,

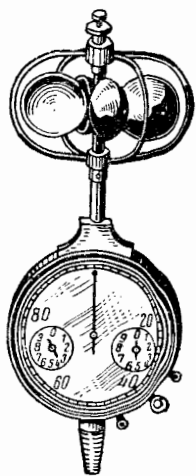


Рис. 137. Чашечный анемометр

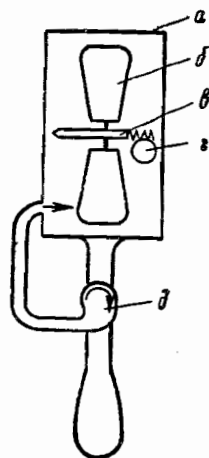


Рис. 138. Дифференциальный анемометр:
а — обойма; б — вертушка; з — ось; г — счетчик; д — наддув

чем больше скорость набегающего воздушного потока. Перед началом опыта и в конце его фиксируют показания счетчика (n_1 и n_2 оборотов), а при помощи секундомера измеряют время работы анемометра (t сек), в результате чего определяют скорость по формуле

$$v = k \frac{n_2 - n_1}{t},$$

где k — коэффициент тарирования.

Поскольку коэффициент тарирования несколько зависит от скорости вращения, то удобнее пользоваться тарировочным графиком, определяя в каждом случае v в зависимости от

$$\frac{n_2 - n_1}{t}.$$

Крыльчатые анемометры желательно тарировать на вращение в обе стороны.

В зависимости от конструкции вертушки анемометры бывают крыльчатые и чашечные (рис. 137). Чашечные анемометры, в отличие от крыльчатых, действуют вне зависимости от направления движения воздушного потока.

Большую чувствительность, которая зависит от трения при вращении вертушки, имеют крыльчатые дифференциальные анемометры, снабженные поддувным механизмом. При помощи поддува струйка воздуха с определенной скоростью направляется на лопасти и компенсирует торможение трением (рис. 138).

Не меньшей чувствительностью, но значительно большей простотой и надежностью обладают струнные анемометры, сконструированные в 1949 г. на московском заводе «Гидрометприбор» при участии автора. В этих приборах вертушка вращается не в подшипниках на подвижной оси (рис. 139, а), как в анемометрах других типов, а вокруг тонкой полированной струны (рис. 139, б). Это обеспечивает минимальные потери на трение и большую прочность осевой системы. Серийно выпускаемые крыльчатые струн-

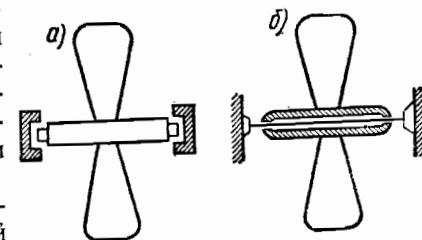


Рис. 139. Схема расположения вертушки:
а — в обычном анемометре; б — в струнном анемометре

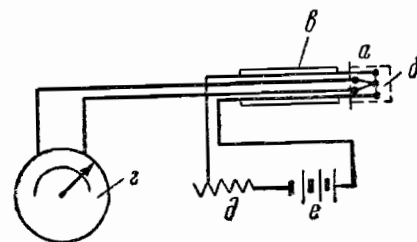


Рис. 140. Электроанемометр:
а — термопара; б — колпачок; в — державка; г — гальванометр; д — реостат; е — батарея

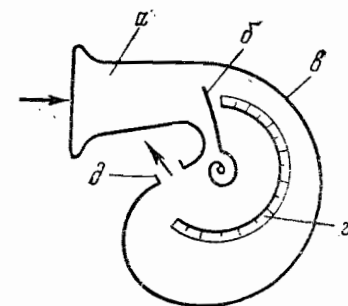


Рис. 141. Реактивный прибор:
а — коллектор; б — флюгер-указатель; в — корпус; г — шкала; д — выпускное отверстие

ные анемометры обеспечивают высокую точность измерения скоростей воздушного потока, начиная с 3—4 см/сек.

Измерения при помощи электроанемометров основаны на изменении температуры и сопротивления нагретой электропроводки в зависимости от скорости обдувания ее воздушным

поток. Наиболее прост по конструкции электроанемометр с непосредственным измерением температуры терморезисторами (рис. 140).

Измерительная головка прикрывается съемным колпачком и укрепляется на рукоятке, к другому концу которой посредством проводов подключаются гальванометр и батарея с реостатом.

В реактивных приборах, например, конструкции ДСУ-2 (рис. 141), скорость воздушного потока измеряют по углу отклонения свободно укрепленного флюгера.

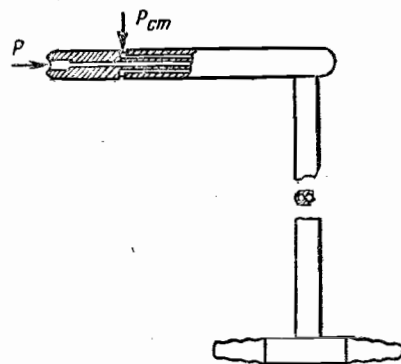


Рис. 142. Пневмометрическая трубка

В воздухопроводах скорости определяются при помощи пневмометрических трубок (от 3—4 м/сек), шайб-диафрагм, сопел, трубок Вентури, ротаметров и «по коллектору» в месте засасывания.

Обычная пневмометрическая трубка (рис. 142) вводится отогнутой частью внутрь воздухопровода, носиком навстречу потоку. Внутри трубки располагают два изолированных друг от друга канала — от носика и от кольцевой прорези или отверстий в стенке отогнутой части трубки.

Каналы выводятся к расположенным на другом конце трубки штуцерам. При помощи штуцера, соединенного с направленным навстречу потоку носиком, измеряют полное давление в потоке p (рис. 143), а при помощи штуцера, соединенного с перпендикулярными к направлению потока отверстиями, — статическое давление в потоке $p_{ст}$.

Разностью этих давлений, измеряемой по перепаду полного и статического давлений, определяют динамическое давление в потоке*

$$p_{дин} = p - p_{ст} = \frac{\gamma}{2g} v^2.$$

Отсюда, зная γ и g , легко вычислить скорость потока в месте измерений

$$v = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_{дин}}.$$

* Следует напомнить (см. стр. 145), что если при измерениях в нагнетательной части сети абсолютное значение полного давления больше статического, то при измерениях во всасывающей части сети, наоборот, полное давление меньше статического.

В результате такого рода измерений, произведенных в разных точках по оси поперечного сечения, можно построить поле скорости и путем его обработки определить среднюю скорость.

Для измерения полных давлений рекомендуется пользоваться трубкой с экранированным приемником (рис. 144, а). В этом случае на точность измерения не влияет скос потока в пределах $\pm 45^\circ$.

Более проста по конструкции трубка с раззенкованным отверстием в конце (рис. 144, б), на точность измерения которой не влияет скос потока в пределах $\pm 20^\circ$.

Простейшими приемниками статического давления служат отверстия в стенке воздухопровода. Если динамическое давление весьма мало по сравнению с измеряемым статическим, то форма отверстия существенного значения не имеет. При существенных значениях динамического давления форма отверстия может заметно повлиять на точность измерения статического давления (см. рис. 145).

Средняя скорость измеряется по перепаду статических давлений Δp до и после диафрагмы (рис. 146), сопла или в узком и широком сечениях трубки Вентури (рис. 147) по формуле

$$v_{cp} = k \sqrt{\Delta p},$$

где k — тарировочный коэффициент.

Коэффициент k для трубки Вентури с достаточной для целей практики точностью определяется элементарным расчетом при условии измерения перепада давлений Δp в широкой части диаметром D перед сужением и в узкой части трубы диаметром d , т. е. по перепаду давлений у конфузора (а не у диффузора трубы).

Поскольку потеря давления в конфузоре между выбранными сечениями незначительна и ей можно пренебречь, то из уравнения Д. Бернулли в виде

$$p_{ст1} + \frac{\gamma}{2g} v_1^2 = p_{ст2} + \frac{\gamma}{2g} v_2^2$$

получаем:

$$p_{ст1} - p_{ст2} = \Delta p = \frac{\gamma}{2g} (v_1^2 - v_2^2).$$

Из уравнения неразрывности (расходов) следует, что

$$Q = v_1 \frac{\pi D^2}{4} = v_2 \frac{\pi d^2}{4}$$

и

$$v_1 = Q \frac{4}{\pi D^2}, \quad v_2 = Q \frac{4}{\pi d^2}.$$

После подстановки

$$\Delta p = \frac{\gamma}{2g} \left[\left(Q \frac{4}{\pi d^2} \right)^2 - \left(Q \frac{4}{\pi D^2} \right)^2 \right],$$

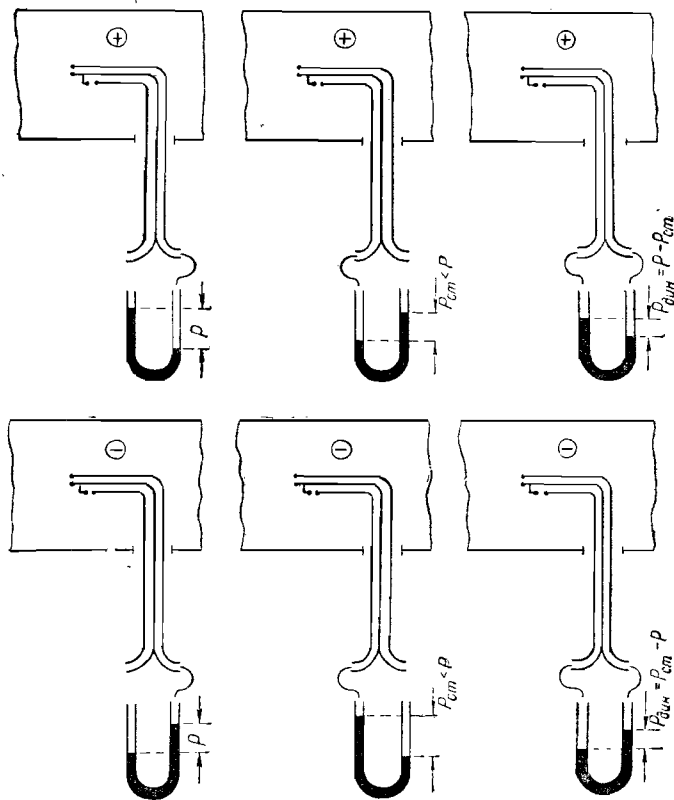


Рис. 143. Измерение давлений пневмометрической трубкой в нагнетательном (+) и всасывающем (—) воздухопроводах

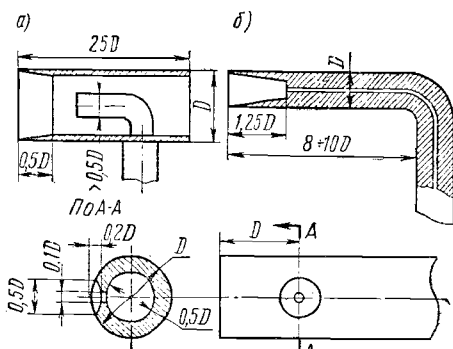


Рис 144. Насадки для измерения полных давлений:
а — с экранированным приемником; б — с раззенкованным отверстием

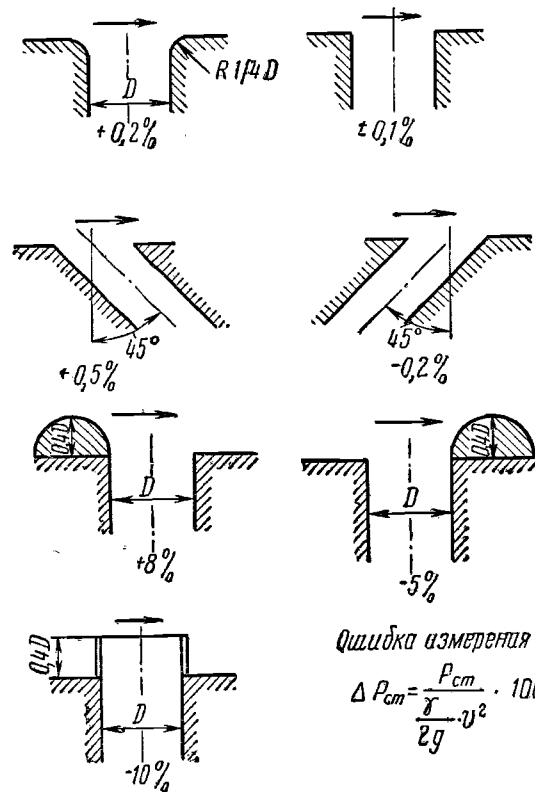


Рис. 145. Влияние формы отверстия в стенке воздухопровода на измерение статического давления

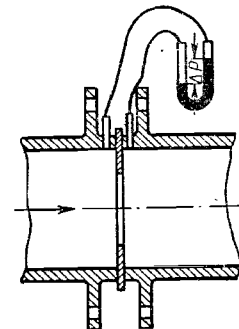


Рис. 146. Измерение давления диафрагмой

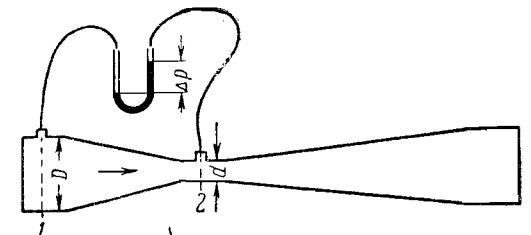


Рис. 147. Измерение давления трубкой Вентури

а после преобразования

$$Q = k \sqrt{\Delta p},$$

где

$$k = \sqrt{\frac{1}{\frac{\gamma}{2g} \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 \left(\frac{1}{d^4} - \frac{1}{D^4} \right)}}.$$

Размерность Q м³/сек, если ρ кг/м³, γ кг/м³, g м/сек², d и D м. Весьма удобен для непосредственного измерения скорости или расхода ротаметр-поплавок, располагаемый в вертикальной трубке (рис. 148). В зависимости от скорости витающий поплавок поднимается на некоторую высоту, указывая на протарированной шкале искомое значение. Если в месте входа в воздухопровод расположить коллектор (рис.

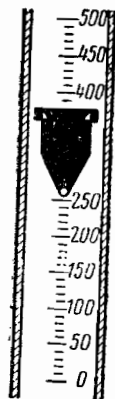


Рис. 148. Ротаметр

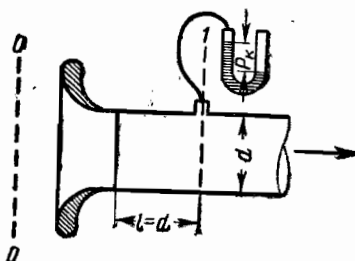


Рис. 149. Измерение по коллектору

149). то замеренное за ним статическое давление будет приближенно равно значению динамического давления в месте измерения. С учетом соответствующих поправок среднюю скорость в этом случае можно вычислить по формуле

$$v_{cp} = \sqrt{\frac{2g}{\rho_k} \frac{1}{1 + \xi_k + \xi_{mp}}},$$

где для коллектора, выполненного по лемнискате (см. стр. 28), можно принять коэффициент его сопротивления $\xi_k = 0,02$, а при $l = d$ — коэффициент сопротивления на трение —

$$\xi_{mp} = \lambda \frac{l}{d} = 0,02.$$

Тогда при $\gamma = 1,2$ кг/м³ и $g = 9,81$ м/сек² получаем

$$v_{cp} = 3,96 \sqrt{\rho_k}.$$

В ряде случаев требуется измерять не только величину скорости воздушного потока, но и его направление. В воздухопроводах,

например, это измерение можно произвести при помощи сдвоенной трубки (рис. 150), которая поворачивается до положения выравнивания давлений, измеряемых каждой трубкой. Угол поворота по отношению к оси воздухопровода определяет искомое направление.

В помещении направление потока определяют с помощью флюгеров, дымков.

Давления в воздухопроводах обычно измеряют при помощи жидкостных микроманометров.

Простейшим таким прибором является U-образно изогнутая стеклянная трубка, залитая подкрашенной водой. По разнице уровней ΔH (м) определяется давление в кг/м²

$$p = \gamma \Delta H,$$

где для воды объемный вес $\gamma = 1000$ кг/м³.

При больших давлениях удобнее заливать ртуть ($\gamma = 13\,600$ кг/м³), а при малых — спирт ($\gamma = 800 \div 810$ кг/м³). Спирт по сравнению с водой обеспечивает более удобный для отсчетов плоский мениск; замерзает он при значительно более низкой температуре и способен растворять грязь, которая может оказаться внутри трубок.

Для большей точности и простоты отсчетов одно из колен трубки делают наклонным, а другое — заменяют резервуарчиком, площадь поперечного сечения которого во много раз больше, чем в трубке, вследствие чего изменением уровня в нем можно пренебрегать и вести отсчет только по изменению уровня в трубке. Такого рода жидкостный манометр с постоянным углом наклона трубки называют тягомером, а с переменным углом — микроманометром. На рис. 151 изображен микроманометр ЦАГИ конструкции А. Г. Бычкова.

Измеренное микроманометром ЦАГИ давление приводится к нормальным условиям по формуле

$$p = (h - h_0) \sin \alpha \gamma_{ж} k_t \Delta,$$

где h — отсчет по шкале микроманометра при измерении;

h_0 — отсчет по шкале микроманометра до начала измерения;

α — угол наклона трубки;

$\gamma_{ж}$ — объемный вес залитой жидкости;

k_t — коэффициент тарирования шкалы;

$\Delta = \frac{\gamma_0}{\gamma}$ — поправка на атмосферные условия, где, в свою очередь:

γ_0 — объемный вес воздуха при условиях измерения;

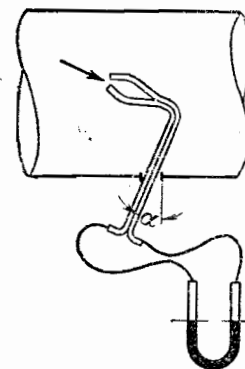


Рис. 150. Сдвоенная трубка для измерения скоса потока

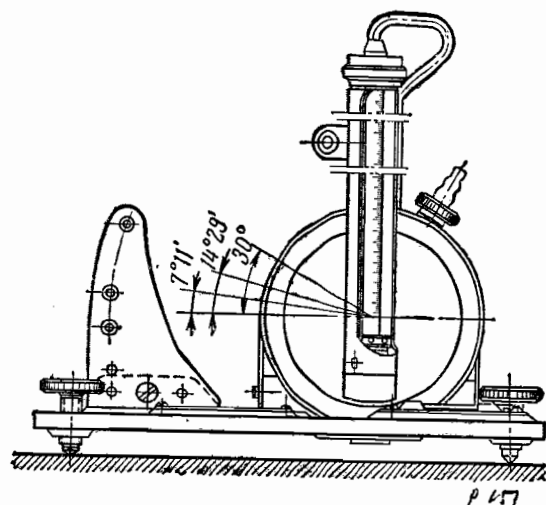


Рис. 151. Микроманометр типа ЦАГИ

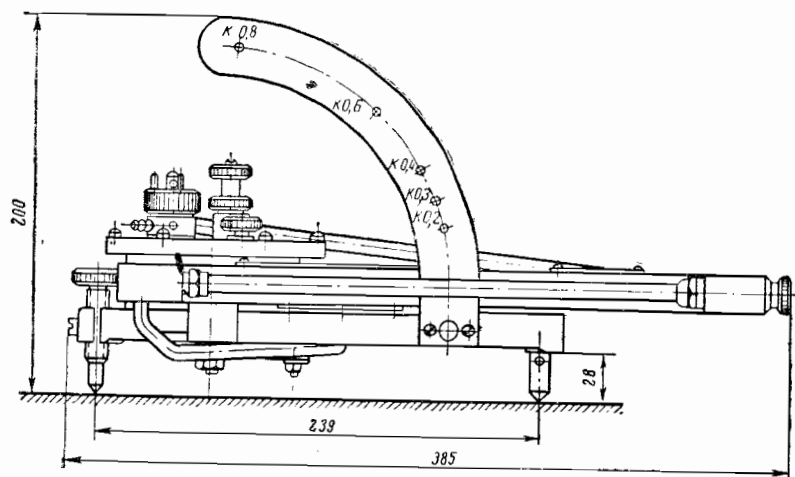


Рис. 152. Микроманометр типа ММИ (шкала опущена)

γ_0 — объемный вес воздуха при стандартных условиях.

При измерении малых давлений отсчет по шкале микроманометра (h , h_0) удобнее брать в миллиметрах, а не в метрах, т. е. с изменением масштаба в 1000 раз. Тогда, чтобы сохранить обычную размерность давления p кг/м², следует и объемный вес заливной жидкости принять с изменением масштаба в 1000 раз, т. е. не в кг/м³, а в т/м³ или г/см³.

Широко применяются микроманометры типа ММН (рис. 152), у которых резервуарчик неподвижен и соединяется с поворотной трубкой резиновым шлангом. Имеется приспособление для выравнивания уровня заливной жидкости с нулевым делением шкалы трубки и запорный пробочный кран. Разные положения трубки обозначаются значениями $k = \sin \alpha \cdot \gamma_{ж}$, где предусмотрен удельный вес спирта 0,8095 (у микроманометров ЦАГИ на угломере обозначается только $\sin \alpha$). При другом удельном весе спирта приходится вводить поправку

$$\delta = \frac{\gamma}{0,8095}$$

и тогда

$$p = hk\delta\Delta.$$

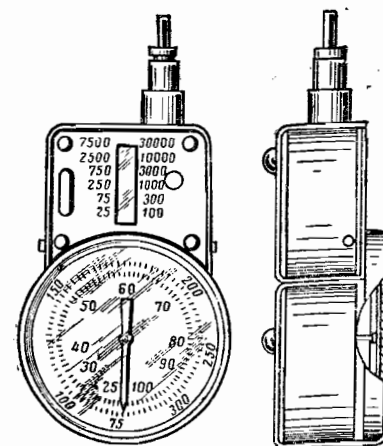


Рис. 153. Тахометр

Число оборотов вентилятора и двигателя измеряется счетчиками с одновременной фиксацией времени или тахометрами (рис. 153), позволяющими производить отсчет непосредственно и основанными на использовании центробежной силы, отклоняющей стрелку по протарированной шкале. На шкале указывается число оборотов в минуту.

51. Испытание и регулировка воздухопроводов*

Техническое (аэродинамическое) испытание работы воздухопроводов заключается в определении расходов воздуха через отдельные ответвления и участки, подсосов и утечек воздуха, а также потерь давления в тех или иных элементах воздухопроводов.

* Испытание и регулировка калориферов, фильтров, увлажнителей и других элементов воздухопроводов здесь не рассматриваются. См. «Инструкцию по испытанию и наладке вентиляционных устройств», составленную проектно-наладочным управлением Главсантахмонтажа, М., 1960, а также книгу Бромлея М. Ф. и Кучерука В. В. Технические испытания вентиляционных установок, Госстройиздат, 1952.

Весьма полезно для облегчения анализа предварительно снять характеристику данной сети. Для этого путем изменения числа оборотов данного или специально установленного вентилятора следует обеспечить несколько разных производительностей и измерить при них потерю давления в сети. По нескольким полученным парам значений строят искомый график (см. стр. 83). Изменять производительность вентилятора дросселированием, очевидно, нельзя.

В результате регулировки и введения или удаления дополнительных сопротивлений производится перераспределение или изменение расходов. Сначала испытывают воздухопровод, как он есть, и выясняют режим его работы, а затем на основе анализа намечают и осуществляют мероприятия по регулировке заданного режима, после чего производят поверочное испытание.

Расходы воздуха определяются в соответствии с измеренными средними скоростями и площадями поперечных сечений ($q = v_{cp}f$).

Скорости в свободных струях у решеток или отверстий на вытяжке и притоке проще всего измерять анемометрами, а в воздухопроводах — трубками.

Полные давления в тех или иных сечениях воздухопровода можно определять путем измерения мало изменяющегося по сечению статического давления (при помощи отверстия в стенке, или трубкой) и прибавления к нему (в нагнетательной части трубопровода, а во всасывающей — вычитания) динамического давления, вычисленного по средней скорости

$$p = p_{ст} \pm \frac{\gamma}{2g} v^2.$$

Измерение скоростей воздушного потока в свободных струях за или перед отверстиями и решетками удобнее всего производить вертущими анемометрами.

При скоростях до 5 м/сек применяются струнные анемометры (типа АСО-3), вертушки которых располагаются в цилиндрической обечайке. Их нужно равномерно перемещать со скоростью 0,05—0,1 м/сек на определенном расстоянии от сечения отверстия или решетки (для этой цели удобно обечайку нарастить объемным тубусом длиной 50 мм, также предохраняющим крыльчатку и крепление от повреждения). Для прямоугольного отверстия предпочтительным является W-образный порядок обводки. У решеток с направляющими лопатками, так же как и для обычных решеток и сеток, в качестве расчетной принимается габаритная площадь, но расчетная скорость принимается с поправочным коэффициентом. Для вентиляционных поворотных жалюзийных решеток размером 200×300 мм, в частности, этот коэффициент в среднем равен 0,7.

Для крупных отверстий площадью больше 0,15 м² измерения анемометрами следует производить в нескольких условных площадках, а затем результат осреднять.

Для проемов типа окон, дверей нужно сначала выявить, если имеется, нейтральную зону (воображаемую плоскость, проходящую через точки с нулевыми значениями избыточных давлений), а затем путем осреднения ряда измерений определить расход поступающего и выходящего воздуха.

При измерении анемометр следует включать на срок 50—100 сек, обращая особое внимание на одновременность включения и выключения секундомера. Рекомендуется производить контрольные измерения, удовлетворяясь расхождением результатов ± 5%.

При измерениях в воздухопроводах весьма важно выбрать место измерения в наибольшем удалении от колен, тройников или других местных сопротивлений, искажающих структуру потока (не ближе чем на расстоянии 3—4 калибров). В воздухопроводах круглого поперечного сечения измерения можно производить по одной оси (диаметру), а при недостаточно выравненном потоке — по двум взаимно-перпендикулярным диаметрам, осредняя результат. По каждой оси измерения проводят пневмометрической трубкой через 15—25 мм, но не менее чем в пяти точках. Статическое давление обычно достаточно измерить только в одном месте.

В соответствии со значением динамического давления $p_{дин}$ и объемного веса воздуха γ вычисляется скорость

$$v = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_{дин}},$$

по значениям которой в зависимости от места измерения по оси строится поле скорости. В результате обработки поля скорости (например, методом графического интегрирования) вычисляют среднюю скорость по формуле

$$v_{cp} = \frac{2}{R^2} \int_0^R v_r r dr,$$

где R — радиус поперечного сечения;

v_r — скорость на произвольном радиусе;

r — произвольный радиус.

Интеграл $\int_0^R v_r r dr$ можно определить графически (см. рис.

154) как площадь, ограниченную кривой, построенной в координатах r и $v \cdot r$, где v , берется из поля скорости в зависимости от r . Если поле скорости симметрично, то построение и вычисление достаточно произвести для одного радиуса — правого или левого.

В последующем среднюю скорость в данном поперечном сечении можно определить по формуле

$$v_{cp} = kv_0,$$

где v_0 — результаты измерения скорости в какой-либо точке (например, в центре);

k — коэффициент поля скорости, вычисленный для первого измерения как отношение средней скорости к скорости в той же точке (в первом приближении — при выравненном потоке и турбулентном течении для центральной точки $k \approx 0,8$).

Пример. Определить в соответствии со снятым полем скорости (рис. 154) значение средней скорости. Задаваясь произвольными значениями r (по левому и правому радиусам), определяем из поля скорости соответствующие значения v_r и вычисляем значения rv_r (табл. 53).

Таблица 53

Радиус	Левый						Правый					
r в м	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1
v_r в м/сек	9,5	9,6	9,9	9,9	9,3	0	9,5	9,7	10,0	9,9	9,2	0
$r \cdot v_r$ в м ² /сек	0	0,19	0,40	0,60	0,74	0	0	0,195	0,40	0,60	0,73	0

Из графика поля скорости выбираем по оси ординат масштаб для значений rv_r и строим кривые $r - rv_r$. Подсчитываем, что под левой кривой располагаются 25 клеточек, а под правой — 20, т. е. в среднем $\frac{25+20}{2} = 22,5$.

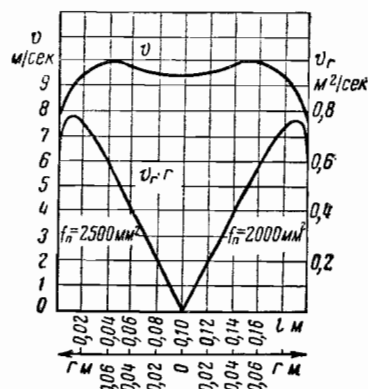


Рис. 154. Графическое интегрирование поля скорости

Масштаб r — в одной клеточке 0,02 м, а rv_r в одной клеточке 0,1 м²/сек, т. е. значение интеграла составляет $22,5 \cdot 0,02 \times 0,1 = 0,045$ м³/сек. Средняя скорость будет равна

$$v_{cp} = \frac{2}{0,1^2} \cdot 0,045 = 9,0 \text{ м/сек.}$$

В воздухопроводах с прямоугольным поперечным сечением измерения производятся в серединах разбиваемых квадратов площадью не более 0,05 м² каждый (но не менее чем в четырех точках), а затем вычисляется среднеарифметическое значение.

Регулировку сложного воздухопровода проводят с целью распределения расходов воздуха по ответвлениям в соответствии с заданием.

Прежде всего необходимо измерить производительность вентилятора (например, в сборном всасывающем воздухопроводе) и в зависимости от полученного результата решить вопрос об увеличении или уменьшении ее путем регулировки (см. стр. 197). После этого производят регулировку распределения воздуха по ответвлениям воздухопровода, начиная с наиболее удаленного от вентилятора ответвления.

Если расходы воздуха по обоим ответвлениям велики, то регулировку проводят в сборном участке воздухопровода задвижкой, дроссель-клапаном или диафрагмой, а затем суммарный расход распределяют по ответвлениям путем их взаимного дросселирования. В первом приближении, если измерять пневмометрической трубкой скорость воздуха при стандартных условиях только в середине круглого поперечного сечения воздухопровода, расход составит

$$Q = 0,8 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{1,2 \rho_{\text{дин сер}}}} \frac{\pi}{4} d^2 3600 = 9000 d^2 \sqrt{\rho_{\text{дин сер}}}$$

где Q — в м³/час; d — в м и $\rho_{\text{дин сер}}$ — в кг/м³.

Если суммарный расход недостаточен, то сначала его распределяют пропорционально заданному по ответвлениям путем их взаимного дросселирования, а затем расходы пытаются перераспределить в соответствии с заданием в расположенных ближе к вентилятору ответвлениях.

Следует учитывать, что изменение сопротивления в каком-либо одном участке ведет к перераспределению расходов по всем ответвлениям, ввиду чего после первой регулировки приходится ее повторять, а иногда проводить несколько раз. Если для регулируемого ответвления, помимо расхода, определена в результате испытания потеря давления, то в первом приближении для определения величины вводимого или исключаемого сопротивления можно пользоваться зависимостью

$$\frac{Q_{исп}}{Q_{пр}} = \sqrt{\frac{\rho_{пр}}{\rho_{исп}}} = \sqrt{\frac{\rho_{исп} + \rho_{сопр}}{\rho_{исп}}},$$

откуда

$$\rho_{сопр} = \rho_{исп} \left[\left(\frac{Q_{исп}}{Q_{пр}} \right)^2 - 1 \right].$$

Положительное значение $\rho_{сопр}$ указывает на необходимость дросселирования, а отрицательное — на необходимость уменьшить сопротивление в ответвлении. Нужное положение задвижки, дроссель-клапана и диаметра отверстия в диафрагме можно определить в соответствии с динамическим давлением при заданном расходе и в соответствии с таблицами коэффициентов местных сопротивлений (см. табл. 9, 10 и 11).

$$2) \zeta = \frac{6,8}{\left(\frac{400 \cdot 4}{3600 \pi \cdot 0,15^2}\right)^2 \frac{1,2}{2 \cdot 9,81}} = 2,8,$$

чему в табл. 9 соответствует

$$\frac{l}{F} = 0,55 \text{ или } \frac{d}{D} = \sqrt{0,55} = 0,74;$$

$$3) d = 150 \cdot 0,74 = 110 \text{ мм.}$$

52. Испытание вентиляторов

Испытание работы вентиляторов с целью получения полной характеристики обычно производят в лабораторных условиях. Для этого используются камера с наддувом (рис. 155) и балансирный станок (рис. 156) и балан-

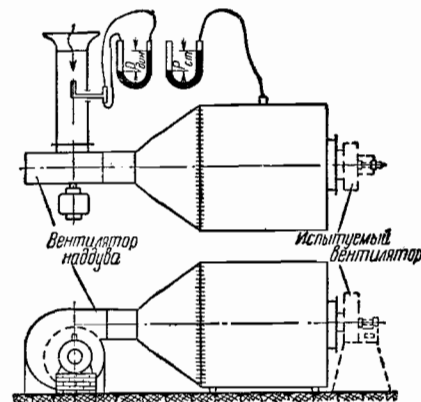


Рис. 155. Камера с наддувом

и просасывают через нее воздух, причем расход измеряется по коллектору, а давление (статическое) — внутри камеры. Динамическое давление подсчитывается по средней скорости выпуска воздуха из вентилятора и в сумме с измеренным в камере статическим давлением определяет полное давление.

даже получить данные для построения характеристики в первом квадранте.

Испытуемый вентилятор приводится в действие на балансирном станке, измеряющего потребляемую мощность и число оборотов. Электродвигатель балансирного станка тактирован таким образом, что статор вместе с прикреплёнными к нему коромыслами весов может свободно качаться (рис. 156).

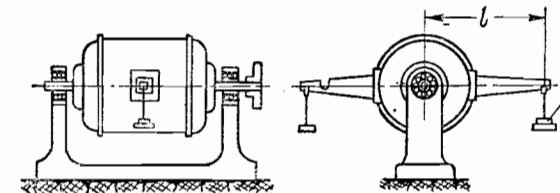


Рис. 156. Балансирный станок

При вращении колеса испытуемого вентилятора статор вместе с коромыслами в силу закона «действие равно противодействию» воспринимает момент вращения и отклоняется. Момент вращения измеряется произведением уравнивающей коромысла грузки G в кг на плечо коромысла l в м

$$M = Gl.$$

Одновременно измеряют число оборотов в минуту и вычисляют угловую скорость

$$\omega = \frac{\pi n}{30}.$$

После этого вычисляют мощность в киловаттах

$$N = \frac{M\omega}{102} = \frac{Gl\pi n}{102 \cdot 30}.$$

Мощность на колесе вентилятора определяют с учетом потерь тарированием механических потерь. Также возможно определение мощности электрическим способом (см. стр. 195).

Результаты измерения Q , p , N приводят к заданным оборотам n_0 при помощи формул пересчета

$$Q_0 = Q \frac{n_0}{n}; \quad p_0 = p \left(\frac{n_0}{n}\right)^2; \quad N_0 = N \left(\frac{n_0}{n}\right)^3.$$

В практических условиях часто удовлетворяются снятием одной характеристики давления — зависимостью $p-Q$ при $n=\text{const}$. Для этой цели может быть использован следующий простой способ. К испытуемому вентилятору присоединяют короткий всасывающий воздухопровод с коническим коллектором и более длинный нагнетательный воздухопровод с задвижкой указанных на рис. 157 размеров (размеры указаны в калибрах).

Расход воздуха измеряют по коллектору, причем если потерю давления на вход через коллектор и на участке прямого воздухопровода в один калибр оценить значением коэффициента местного сопротивле-

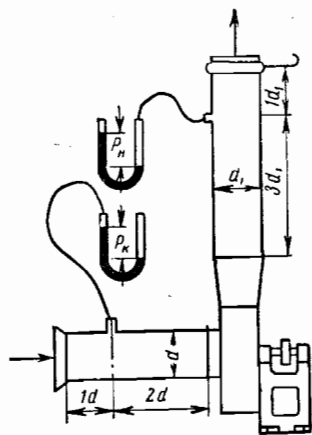


Рис. 157. Установка для испытания вентилятора в сети

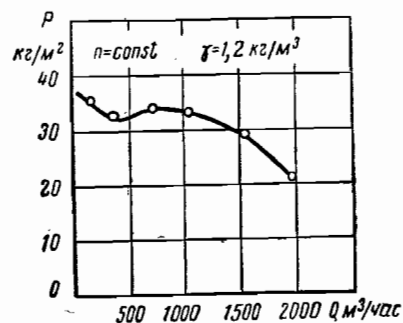


Рис. 158. Характеристика испытанного вентилятора

ния $\zeta=0,05$, то для воздуха при стандартных условиях $\gamma=1,2 \text{ кг/м}^3$

$$Q = \sqrt{\frac{2g}{\gamma(1+\zeta)}} p_k \frac{\pi d^2}{4} 3600 = 11100 d^2 \sqrt{p_k},$$

где Q — в $\text{м}^3/\text{час}$; d — в м; p_k — в кг/м^2 .

Для определения полного давления вентилятора к статическому давлению p_k , измеренному на достаточном от выпускного отверстия расстоянии (3 калибра), добавляют: подсчитанное в нагнетательном воздухопроводе при его диаметре d , динамическое давление $p_{\text{дин } n}$, потерю давления во всасывающем воздухопроводе $\xi_{\text{вс}} p_{\text{дин } \text{вс}}$ и потерю давления в нагнетательном воздухопроводе до места измерения $\xi_n \cdot p_{\text{дин } n}$

$$p = p_k + p_{\text{дин } n} + \xi_{\text{вс}} p_{\text{дин } \text{вс}} + \xi_n p_{\text{дин } n}.$$

Если в среднем принять $\xi_{\text{вс}}=0,09$, $\xi_n=0,07$ и $\xi=0,05$, то после подстановки имеем

$$p = p_k + p_k \left[1,02 \left(\frac{d}{d_1} \right)^4 + 0,085 \right] = p_k + p_k k,$$

где $k=1,02 \left(\frac{d}{d_1} \right)^4 + 0,085$ — постоянная величина для данного воздухопровода.

Одновременные измерения p_k и p_n производят 5—7 раз при разном положении задвижки и неизменном числе оборотов (если число оборотов при испытании меняется более чем на 2—3%, то при помощи формул пересчета вводят поправку).

Пример. В соответствии со схемой на рис. 157, собрана установка и при $n=\text{const}$ и $\gamma=1,2 \text{ кг/м}^3$ испытан вентилятор, причем $d=d_1=0,2 \text{ м}$. Результаты измерений приведены в первых двух строках табл. 54.

Последующие строки соответственно подсчитаны по формулам

$$Q = 11100 \cdot 0,2^2 \sqrt{p_k} = 445 \sqrt{p_k}$$

и

$$p = p_k + p_k \left[1,02 \left(\frac{0,2}{0,4} \right)^4 + 0,085 \right] = p_k + p_k \cdot 1,1.$$

Таблица 54

p_k в кг/м^2	0,1	0,7	2,7	5,5	12,0	19,0
p_n в кг/м^2	35,5	32,0	31,0	27,0	16,0	0,5
Q в $\text{м}^3/\text{час}$	140	370	730	1040	1540	1940
p в кг/м^2	35,6	32,8	31,0	33,0	20,2	21,5

На основе полученных данных построена характеристика вентилятора (рис. 158).

53. Регулировка вентиляторов

Главная цель регулировки работы вентиляторов — изменение их производительности. Регулировку можно производить двумя способами: качественным путем изменения характеристик вентиляторов или количественным путем изменения характеристик сетей (рис. 159).

Количественный метод, при котором увеличивают сопротивление воздухопровода с помощью задвижки или дросселя, очень прост, но крайне неэкономичен и позволяет производить регулировку от некоторой номинальной производительности только в сторону уменьшения.

Качественная регулировка несравненно более экономична и осуществляется путем изменения числа оборотов или геометрических параметров вентиляторов, а также применением направляющих аппаратов. При этом меняются характеристика вентилятора и его производительность.

В настоящее время большая часть вентиляторов приводится в действие электрическими двигателями переменного тока, число оборотов которых зависит от частоты тока и числа пар полюсов

магнитной системы. Наиболее распространены двигатели с 720, 960, 1440 и 2880 об/мин, причем с изменением нагрузки число оборотов меняется незначительно. Налаживается выпуск электро-

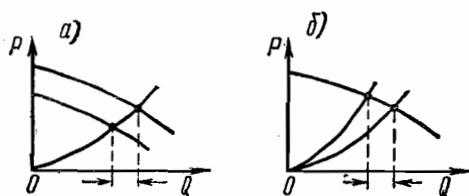


Рис. 159. Работа вентилятора в сети при регулировке:
а — качественной; б — количественной

двигателей с переключением числа пар полюсов — так называемых многоскоростных. Они преимущественно двухскоростные, позволяющие скачкообразно менять число оборотов в минуту (2880—1440, 1440—720 и т. д.), но электродвигатели эти громоздки и пока еще дороги.

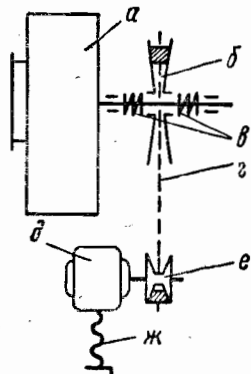


Рис. 160. Схема действия вариатора:
а — вентилятор; б — разжимной шкив вентилятора; в — пружины; г — ремень; д — двигатель; е — обычный шкив двигателя; ж — механизм для перемещения двигателя и натяжения ремня

Таким образом, при непосредственном соединении электродвигателей переменного тока с вентиляторами (типе наиболее целесообразно по соображениям надежности эксплуатации, уменьшения шума, уменьшения габаритов установки, а также предотвращения потери мощности в передаче) регулировка посредством изменения числа оборотов затруднительна. Что касается агрегатных электрических систем Леонарда (генератор-двигатель), Спидлера (два асинхронных двигателя) и др., то они весьма громоздки, сложны и в вентиляторных установках применения не получили. У электродвигателей постоянного тока регулировку числа оборотов производят очень просто и экономично электрическими способами. Однако постоянный ток для силовых целей применяется редко.

При наличии промежуточной передачи, которая на основе сказанного выше менее желательна, число оборотов вентилятора регулируется изменением передаточного числа. Наиболее часто применяется ременная передача (плоская или клиновидная). В этом случае число оборотов регулируют путем изменения диаметра шкивов.

В случае использования специальных клиновидных ремней возможно применение разжимной шкив (рис. 160), диаметр которого изменяют при изменении натяжения, в результате чего в широких пределах изменяется передаточное число. Однако такого рода привод-вариатор для вентиляторных установок еще мало опробован.

Для регулировки крупных установок успешно применяются гидромуфты (рис. 161), состоящие из двух соосных роторов: ведущего, насаживаемого на вал двигателя, и ведомого, насаживаемого на вал вентилятора. Кольцевое пространство, в котором находятся лопасти двух роторов, заполнено маслом, и вращение вала двигателя вызывает вращение вала вентилятора. Число оборотов тем меньше, чем меньше находится там жидкости или чем

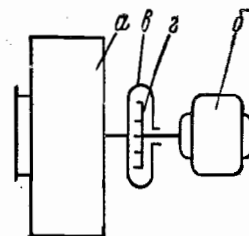


Рис. 161. Схема действия гидромуфты:
а — вентилятор б — двигатель; в — кожух гидромуфты; г — турбина гидромуфты

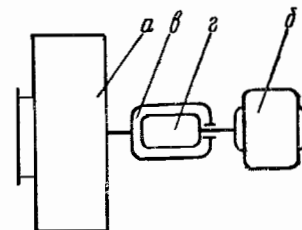


Рис. 162. Схема действия электромуфты:
а — вентилятор; б — двигатель; в — статор электромуфты; г — ротор электромуфты

меньше ее давление. Существующие конструкции гидромуфт сложны, имеют высокую стоимость и недостаточно высокий к. п. д. при глубоком регулировании.

Весьма перспективно применение для целей регулировки вентиляторов электромуфт, действующих по принципу электромагнитной индукции. Электромуфта представляет собой индуктор (рис. 162), вал которого соединяется с валом вентилятора, а статор — с валом двигателя. При увеличении или уменьшении тока возбуждения изменяется сила магнитного потока и взаимодействия между якорем и статором индуктора, ввиду чего в широких пределах меняется число оборотов вентилятора. Существенным преимуществом электромуфт является возможность весьма простого дистанционного управления ими, хотя к. п. д. их при глубоком регулировании также недостаточно высок.

В целях регулировки геометрических параметров у вентиляторов изменять их можно самыми разнообразными способами. Проще всего это делается у осевых вентиляторов путем поворота лопаток или изменения их числа.

У центробежных вентиляторов можно производить весьма эффективную регулировку путем изменения активной ширины колеса с помощью перемещаемого в осевом направлении диска (рис. 163). Диск может перемещаться стержнем, пропущенным через пустотелый вал колеса вентилятора или укрепленным другим способом. Такая регулировка, однако, затруднительна при криволинейных и doubly изогнутых лопатках колеса.

В настоящее время для качественной регулировки вентиляторов все шире используются конструктивно простые и достаточно эффективные лопаточные направляющие аппараты, устанавливаемые перед всасывающими отверстиями. При повороте лопаток аппарата изменяется

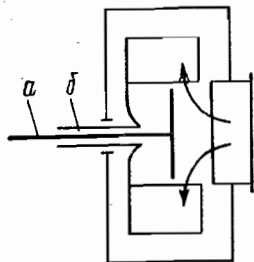


Рис. 163. Схема регулировки вентилятора изменением активной ширины колеса: а — вал регулировочного диска; б — пустотелый вал колеса вентилятора

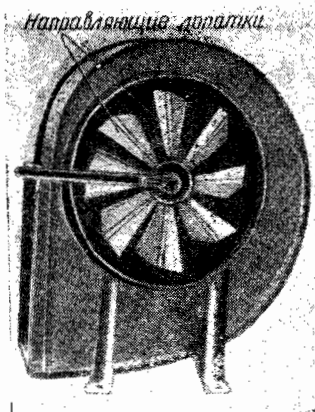


Рис. 164. Осевой направляющий аппарат

скорость закручивания входящего в колесо потока (c_{1u}), в результате чего изменяется развиваемое давление ($p_T = \rho u_2 c_{2u} - \rho u_1 c_{1u}$, см. стр. 103) и производительность. К. п. д. снижается в значительно меньшей степени, чем при дросселировании.

Уже разработаны, опробованы и внедрены разнообразные конструкции таких аппаратов. Осевой направляющий аппарат (рис. 164) представляет собой набор лопастей, радиально расположенных во входном или примыкающем к нему патрубке и синхронно поворачивающихся на любой угол. Упрощенный радиальный направляющий аппарат (конструкции А. Г. Бычкова — рис. 165 или осевой конструкции Л. А. Рихтера — рис. 166) представляет собой входную боковую коробку с набором поворотных лопаток.

Сравнение различных регулирующих устройств удобно производить по графикам регулировки, построенным в координатах

$\frac{N}{N_0} - \frac{Q}{Q_0}$ (здесь мощность N и производительность Q с нулевым индексом — на исходном режиме, а без индекса — на режиме регулировки).

Чем меньше величина $\frac{N}{N_0}$ при одном и том же значении $\frac{Q}{Q_0}$, тем, очевидно, экономичнее способ регулировки.

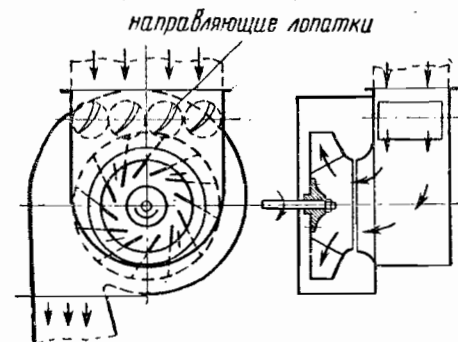


Рис. 165. Упрощенный радиальный направляющий аппарат

На рис. 167 изображен график регулировки центробежного вентилятора, построенный по результатам испытаний с помощью дросселя, направляющего аппарата и электромуфты. В данном

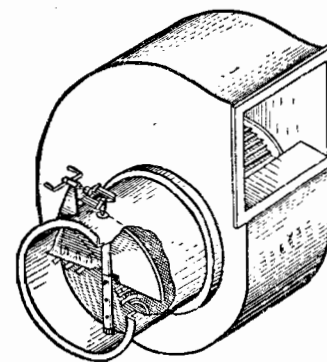


Рис. 166. Упрощенный осевой регулировочный аппарат

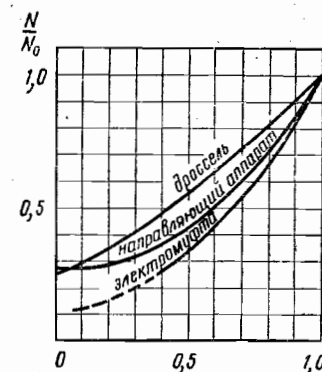


Рис. 167. Регулировочный график

случае, как и в большинстве других случаев, расположение кривых на графике показывает преимущество электромуфты по сравнению с направляющим аппаратом и, конечно, дросселем.

Пример. Требуется определить мощность центробежного вентилятора (рис. 168) при уменьшении производительности до $Q_1 = 6600 \text{ м}^3/\text{час}$, если при $n = 1440 \text{ об/мин}$ и $\eta = 0,4$ подается $Q = 100000 \text{ м}^3/\text{час}$ при $p = 100 \text{ кг/м}^2$.

Мощность при указанном режиме составляет

$$N = \frac{10000 \cdot 100}{3600 \cdot 102 \cdot 0,4} = 6,8 \text{ квт.}$$

При дросселировании и неизменном числе оборотов $n = 1440 \text{ об/мин}$, производительности $Q_1 = 6600 \text{ м}^3/\text{час}$ соответствует на характеристике $\eta_1 = 0,5$ $p_1 = 130 \text{ кг/м}^2$ и мощность

$$N_1 = \frac{6600 \cdot 130}{3600 \cdot 102 \cdot 0,5} = 4,7 \text{ квт.}$$

Производительность $Q = 6600 \text{ м}^3/\text{час}$ также обеспечивается при неизменной характеристике воздухопровода при числе оборотов:

$$n_1 = 1440 \cdot \frac{6600}{10000} = 960 \text{ об/мин,}$$

чему соответствует $p_2 = 45 \text{ кг/м}^2$ при неизменном $\eta = 0,4$.

Мощность при этих условиях будет составлять

$$N_2 = \frac{6000 \cdot 45}{3600 \cdot 120 \cdot 0,4} = 2 \text{ квт,}$$

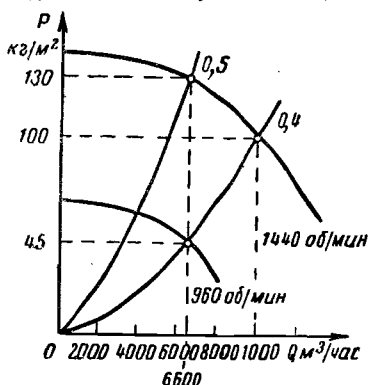


Рис. 168. График к примеру анализа регулировки

т. е. значительно меньше предыдущей, так как там мощность бесполезно расходовалась на преодоление сопротивления дросселя ($130 - 45 = 85 \text{ кг/м}^2$).

Рассмотренный пример чрезвычайно типичен и свидетельствует о неэкономичности дросселирования.

ГЛАВА XII

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

54. Экономика эксплуатации

Безукоризненно налаженные вентиляторные установки могут спустя некоторое время оказаться неудовлетворительными, если они не будут эксплуатироваться надлежащим образом.

Правильная эксплуатация вентиляторных установок заключается не только в повседневном наблюдении за их техническим состоянием и в своевременном ремонте, выполнении правил техники безопасности и пожарной охраны, но и в обеспечении наименьших материальных издержек.

В большинстве случаев расходы на эксплуатацию вентиляторных установок за определенный промежуток времени, зависящие в основном от стоимости потребляемой двигателями электроэнергии, превосходят их строительную стоимость, отнесенную к тому же промежутку времени.

Количество же потребляемой двигателем электроэнергии зависит от режима работы сети, вентилятора и самого двигателя. Известно, например, что увеличение расхода через сеть приводит к резкому увеличению мощности центробежных вентиляторов, в связи с чем целесообразно отключать бездействующие ответвления. Еще больший эффект при возможности общего снижения расхода через сеть (например, в вентиляционных установках при изменении сезона) дает снижение числа оборотов вентиляторов, приводящее к резкому снижению мощности центробежных, так и осевых вентиляторов (в соответствии с третьей степенью уменьшения числа оборотов). Нужно иметь в виду, что уменьшение мощности вентиляторов не приводит к пропорциональному уменьшению мощности, потребляемой электродвигателями из сети, так как у недогруженного электродвигателя снижается $\cos \phi$ и поэтому при постоянном или длительном изменении режима необходима замена двигателя. Рентабельной может оказаться

и замена вентилятора. Следует ясно представлять себе, что в случае возможности даже незначительного увеличения к. п. д. установки, затраты по ремонту или замене оборудования быстро окупятся.

Пример. Стоимость устройства вентиляторной установки (включая проектирование) составляет 2000 руб. Установка мощностью 30 квт работает ежедневно по 21 час. Годовая (365 дней) стоимость электроэнергии из расчета 0,02 руб. за 1 квт·ч составляет

$$30 \cdot 21 \cdot 365 \cdot 0,02 = 4600 \text{ руб.}$$

В результате замены вентилятора на более соответствующий (что обошлось в 100 руб.) к. п. д. установки увеличился на 10% и это дало годовую экономию по электроэнергии в $4600 \cdot 0,1 = 460$ руб. и с избытком окупило расходы на реконструкцию.

Другим источником снижения стоимости эксплуатации вентиляторных установок является уменьшение издержек на содержание обслуживающего персонала. Механизация и удешевление обслуживания вентиляторных установок обеспечиваются применением автоматизации и диспетчеризации управления.

Автоматику можно применить для текущей регулировки путем прикрывания или открывания задвижек моторчиками, для включения при помощи тепловых реле двигателей при перегрузке и т. д. Диспетчеризация осуществляется путем управления всеми установками из одного пункта. Резервные пусковые устройства также должны быть расположены и непосредственно возле оборудования.

55. Служба эксплуатации вентиляторных установок

Ответственным за общее состояние вентиляторных установок должен являться главный инженер предприятия, а за правильную эксплуатацию и сохранность — начальник данного цеха.

Техническое руководство и контроль за эксплуатацией и ремонтом осуществляет на предприятиях главный энергетик или механик. На крупных предприятиях, где эксплуатируется от 100 до 200 условных вентиляторных установок, для обслуживания их следует создать специальные группы, а при еще большем числе установок (свыше 200) — особое бюро*.

Численность условных вентиляторных установок исчисляется при их установочной мощности до 5 квт с коэффициентом 1, при мощности от 5 до 10 квт с коэффициентом 1,5 и при мощности свыше 10 квт — с коэффициентом 2.

* Указанные нормативы рекомендуются Проектно-наладочным управлением Госсантехмонтажа (см. «Инструкцию по эксплуатации промышленной вентиляции», 1959), но, по нашему мнению, являются заниженными — специальные группы или бюро целесообразно организовывать и при меньшем количестве эксплуатируемых установок.

Бюро формируются из групп эксплуатации, наладки, проектирования и, в ряде случаев, ему придаются мастерские.

На группу эксплуатации возлагается систематический контроль за эффективностью и правильностью эксплуатации установок персоналом цехов, текущий и плано-предупредительный ремонт, разработка эксплуатационных инструкций.

Наладочная группа производит испытание и регулировку установок, выявляет мероприятия по улучшению эффективности их действия, производит паспортизацию.

Проектная группа должна своими силами разрабатывать проекты реконструкции существующих установок, конструировать различные элементы сетей, оформлять и хранить проектную и сметную документацию.

Сложный плано-предупредительный ремонт, который не по силам группе эксплуатации, а также и некоторые виды капитального ремонта, могут выполнять придаваемые бюро мастерские. Чаще, однако, такие работы выполняют ремонтно-механические цехи предприятий.

Штаты групп и мастерских комплектуются в соответствии с местными условиями. По нашему мнению, ориентировочно на каждые 25 установок общей установочной мощностью не менее 100 квт следует принимать по одному инженерно-техническому работнику и одному слесарю.

56. Надзор за эксплуатацией

При надзоре за эксплуатацией вентиляторных установок следует учитывать общую аэродинамическую и санитарно-гигиеническую эффективность, определяемую показаниями приборов и результатами анализов среды, а также и механическое состояние оборудования.

Работающие вентиляторы должны быть хорошо сбалансированы, иметь плавный и бесшумный ход с правильным направлением вращения колес и обеспечением надлежащих зазоров. Систематически колеса и внутренние поверхности кожухов вентиляторов должны очищаться от пыли и других отложений. Подшипники должны быть своевременно осмотрены, промыты и снабжены соответствующей смазкой, температура корпуса не должна превышать 40—50°. Валы вентилятора и двигателя, соединяемые муфтами, должны быть соосны, а соединяемые ременной передачей — строго параллельны. При проверке натяжения ремня он должен пружинить. Не допускается сращивание ремней накладками, металлическими скобами. Корпус электродвигателя не должен нагреваться свыше 50°, здесь недопустимы вибрация, стук.

В воздухопроводах не должно быть механических поврежде-

ний, неплотностей в соединениях незакрытых смотровых и других эксплуатационных отверстий. Фильтры, калориферы и другие элементы сетей должны быть должным образом отрегулированы и снаряжены.

Особое внимание следует обращать на соблюдение при эксплуатации вентиляторных установок правил техники безопасности и противопожарной охраны.

Ременная передача должна быть огорожена, открытые всасывающие отверстия вентиляторов закрыты решетками, корпуса двигателей заземлены, укрепляющие болты затянуты и законтрены, в случае перемещения вредных газов обеспечена герметизация воздухопровода и установка сальников у вентилятора.

В целях предотвращения при перегрузке перегрева и загорания подводящей сети и электродвигателя должны быть установлены и должным образом отрегулированы предохранительные устройства.

В случае перемещения горючих и взрывоопасных газов вентилятор, электродвигатель и пусковые устройства должны иметь специальное исполнение. Нельзя допускать осаживания в воздухопроводах и других частях установок легко загорающейся пыли.

В длинных воздухопроводах, соединяющих несколько помещений, желательно в целях предотвращения при пожаре передачи пламени установка шиберов, удерживаемых легкоплавкими запорами.

57. Ремонт вентиляторных установок

Различают текущий, планово-предупредительный (ППР) и капитальный ремонты вентиляторных установок.

Текущий ремонт производят по мере необходимости для устранения выявляемых при осмотрах дефектов и повреждений. Разновидностью текущего ремонта является аварийный ремонт.

Предупредительный ремонт проводится в плановом порядке периодически (сюда входят очистка, окраска, смазка или замена износившихся деталей) с целью предотвращения повреждений. Задачей капитального ремонта может явиться не только восстановление установки до надлежащего состояния, но и реконструкция ее в целях улучшения качества и увеличения эффективности работы.

Текущий и предупредительный ремонты обычно производят за счет издержек предприятия, а капитальный — за счет амортизационных отчислений или специальных ассигнований.

По текущему ремонту вентиляторных установок, в зависимости от вида работ, автор рекомендует ориентировочную периодичность ремонта (в месяцах), приведенную в табл. 55.

При выполнении предупредительного ремонта износ многих деталей определяется по нормативному сроку в годах. Ориентировочные данные для определения этого срока приведены в табл. 56.

Таблица 55

Элементы установок	Очистка	Подтяжка	Окраска	Смазка*
Воздухопроводы	3—6	3—6	12—24	—
Вентиляторы	3—6	3—6	12—36	6—12
Привод	—	1—3	—	—
Электродвигатели	6—12	6—12	12—36	12—18

Таблица 56

Элементы установок		Состояние воздуха			
		сухой	сырой	горячий	запыленный
Воздухопроводы:	из листовой стали	5—10	3—5	4—6	4—6
	из минеральных плит	10—15	1—5	—	—
Вентиляторы:	до № 5	5—10	1—5	1—3	1—3
	больше № 5	10—15	1—10	1—5	1—5
Электродвигатели:	до 1 квт		5—10		
	больше		10—15		
Подшипники:	для вентиляторов низкого давления		15 000**		
	для вентиляторов среднего и высокого давления		10 000**		
Привод:	плоский ремень		3—5		
	клиновидный ремень		1—3		

При капитальном ремонте воздухопроводы, вентиляторы, двигатели с приводом заменяют полностью или ремонтируют с заменой отдельных частей. В системе воздухопроводов можно заменять отдельные пролеты или звенья, переделывать фасонные части; у вентиляторов — заменять колеса, подшипники, реконструировать фундаменты в целях предотвращения вибрации или для звукоизоляции. У электродвигателей может производиться перемотка, замена подшипников, пусковых устройств, привода.

* Замена или добавление густой смазки в подшипники качения.

** Как исключение, дано в часах.

Периодичность капитального ремонта вентиляторных установок трудно нормировать — она зависит от условий работы, качества эксплуатации и первоначального монтажа. Ориентировочно капитальный ремонт вентиляторных установок должен производиться не реже одного раза в три года.

Капитальный ремонт выполняется силами предприятия или специализированной строительной организацией. Текущий (в том числе и аварийный), а также предупредительный ремонты обычно выполняются не только силами, но и средствами предприятия.

58. Паспортизация

Технический паспорт вентиляторной установки является основным документом для организации правильной эксплуатации и составления инструкции. Паспорт составляется не менее чем в двух экземплярах, причем один экземпляр должен находиться у лица, непосредственно ведающего эксплуатацией.

В паспорте должны быть сведения из следующих материалов, хранящихся в архиве: технического задания на проектирование, проекта с расчетно-пояснительной запиской, исполнительных чертежей, результатов испытания и первоначальной регулировки, приемо-сдаточных актов, дефектных ведомостей, сведений по ремонту и т. д.

Паспорт должен быть кратким, наглядным и отражать все основные данные об установке. В табл. 57 представлена примерная форма паспорта вентиляторной установки.

Помимо паспорта для каждой установки составляют эксплуатационную инструкцию, вывешиваемую на видном месте возле электродвигателя. Здесь в краткой и четкой форме указываются операции по включению и выключению установок. Также рекомендуется повседневно вести эксплуатационный журнал, облегчающий контроль за действием вентиляторных установок.

59. Характерные неисправности установок и их устранение

Резкое ухудшение эффекта действия вентиляторной установки может произойти по многим причинам. Наиболее характерные и важные из них перечисляются ниже, а также указываются меры по их устранению.

1. Колесо центробежного вентилятора вращается против разворота спирали кожуха, а колесо осевого вентилятора — выпуклостью или острой кромкой вперед. Нужно изменить направление вращения, для чего достаточно переключить концы двух фаз у электродвигателя; осевое колесо, кроме того, следует перевернуть на валу.

Паспорт установки № _____		Местонахождение	Назначение	Проект выполнен (кем)	Монтаж выполнен (кем)	Испытания проведены (когда)	Вступила в эксплуатацию (когда)
1. Воздухопровод Результаты испытания		АксонOMETрическая схема					
№№ участ- ков	l в м	d в мм	Q в м³/час	v в м/сек	p в кг/м²		
	Наименование оборудования и его деталей						По проекту
						Время ремонта	
						нача- ло	конец
						Вид ремонта	Описание произведен- ного ре- монта
2. Вентилятор: тип, конструктивное исполнение, номер (индекс), завод-изготовитель, диаметр шкива в мм, число об/мин, производительность в м³/час, давление в кг/м², к.п.д., подшипники (тип, номер)							
3. Электродвигатель: тип, номер, завод-изготовитель, диаметр шкива в мм, число об/мин, мощность в квт, действительная нагрузка в квт, показание амперметра, привод							
4. Прочие устройства (калорифер, фильтр и т. д.)							
Дата заполнения:						Паспорт составил: Паспорт проверил:	

2. Колесо центробежного вентилятора забито изнутри кусками бумаги, тряпками, волокном. Необходимо снять всасывающий патрубок, очистить колесо.

3. Колесо осевого вентилятора располагается в цилиндрическом кожухе со слишком большим зазором. Следует уменьшить диаметр кожуха, доведя величину зазора до 1,5% от длины лопатки.

4. Ременный привод буксует. Надо передвинуть мотор на салазках, перешить или заменить ремень.

5. Перегорел предохранитель или обмотка электродвигателя. Их следует восстановить.

6. Засорен воздухопровод. Необходимо установить место засорения простукиванием, затем разобрать звено и прочистить.

7. Ослабли места соединений или образовались отверстия в воздухопроводах. Нужно подтянуть фланцы, заменить прокладки, отверстия заделать или заменить звено.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ТАБЛИЦА ДЛЯ РАС

Первая горизонтальная строка — диаметры воздухопроводов (d в мм)*.
Вторая горизонтальная строка — площади поперечного сечения воздухопроводов

$$\left(F = \frac{\pi}{4} d^2 \text{ в } \text{м}^2\right).$$

Первая вертикальная строка — скорости воздуха (v в м/сек).

Вторая вертикальная строка — динамические давления $\left(\frac{\gamma}{2g} v^2 \text{ в } \text{кг/м}^2\right).$

v в м/сек	d в мм	100		115		130	
	$\frac{\pi}{4} d^2 \text{ в } \text{м}^2$	0,0078		0,0103		0,0132	
	$\frac{\gamma}{2g} v^2 \text{ в } \text{кг/м}^2$						
1,0	0,06	28	0,305	37	0,275	48	0,235
1,5	0,14	42	0,285	55	0,240	71	0,208
2,0	0,24	56	0,270	74	0,228	95	0,192
2,5	0,38	70	0,260	93	0,218	120	0,187
3,0	0,51	85	0,250	110	0,210	140	0,182
3,5	0,75	100	0,240	130	0,205	165	0,177
4,0	0,98	115	0,235	150	0,200	190	0,172
4,5	1,24	125	0,230	165	0,195	215	0,168
5,0	1,53	140	0,226	185	0,191	240	0,165
5,5	1,85	155	0,222	205	0,188	260	0,162
6,0	2,20	170	0,219	220	0,185	285	0,159
6,5	2,59	185	0,216	240	0,183	310	0,157
7,0	3,00	195	0,213	260	0,181	335	0,155
7,5	3,44	210	0,210	280	0,179	355	0,153
8,0	3,92	225	0,207	295	0,177	380	0,151
8,5	4,42	240	0,204	315	0,175	405	0,149
9,0	4,96	253	0,202	335	0,173	430	0,147
9,5	5,53	270	0,200	350	0,171	450	0,145
10	6,12	280	0,193	370	0,169	475	0,144
11	7,41	310	0,195	410	0,166	520	0,142
12	8,82	340	0,192	445	0,163	570	0,140
13	10,35	365	0,19	480	0,160	620	0,138
14	12,00	395	0,186	520	0,157	665	0,136
15	13,78	425	0,184	555	0,155	715	0,134
16	15,68	450	0,182	590	0,153	760	0,132
17	17,70	480	0,180	630	0,151	810	0,130
18	19,85	510	0,173	665	0,150	855	0,129
19	22,11	535	0,173	705	0,149	905	0,128
20	24,50	565	0,171	740	0,148	950	0,127
21	27,00	595	0,173	780	0,147	1000	0,126
22	29,60	620	0,172	815	0,146	1050	0,125
23	32,30	650	0,171	850	0,145	1100	0,124
24	35,20	680	0,170	890	0,144	1140	0,123
25	38,20	705	0,169	925	0,143	1190	0,122

* Диаметры определены из соображений экономического раскрытия без обрезков из

ПРИЛОЖЕНИЕ I

ЧЕТА ВОЗДУХОПРОВОДОВ

В колонках для соответствующих d и v :

первое число — расход (Q в $\text{м}^3/\text{час}$); второе число — условный коэффициент тре-

ния $\left(\frac{\lambda}{d}\right)$; приведено к стандартному воздуху при $t = 20^\circ$, $B = 760$ мм рт. ст.;

$\varphi = 0,5$ ($\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$).

140		150		165		195		215	
0,0153		0,0176		0,0213		0,0298		0,0363	
55	0,208	63	0,189	77	0,170	105	0,140	130	0,134
83	0,192	95	0,175	115	0,158	160	0,129	196	0,115
110	0,180	125	0,165	195	0,148	215	0,122	260	0,108
140	0,172	160	0,158	190	0,142	270	0,117	325	0,103
165	0,166	190	0,153	230	0,137	320	0,113	390	0,099
195	0,162	220	0,148	270	0,133	375	0,109	455	0,096
220	0,158	255	0,144	305	0,130	440	0,106	520	0,094
250	0,155	285	0,141	345	0,127	480	0,103	590	0,092
275	0,152	315	0,138	385	0,124	535	0,101	655	0,090
305	0,149	350	0,136	420	0,122	590	0,099	720	0,088
330	0,146	380	0,134	460	0,120	645	0,097	785	0,087
360	0,144	410	0,132	500	0,118	700	0,096	850	0,086
385	0,142	445	0,130	535	0,116	750	0,095	915	0,085
415	0,140	475	0,128	575	0,114	805	0,094	980	0,084
440	0,138	505	0,126	615	0,112	860	0,093	1050	0,083
470	0,136	540	0,125	650	0,111	910	0,092	1110	0,082
495	0,135	570	0,124	690	0,110	965	0,091	1180	0,081
520	0,134	600	0,123	730	0,109	1020	0,090	1240	0,080
550	0,133	635	0,122	765	0,108	1070	0,089	1310	0,079
505	0,130	700	0,120	845	0,106	1180	0,087	1440	0,077
660	0,127	760	0,118	920	0,104	1290	0,086	1570	0,076
715	0,125	825	0,116	995	0,102	1390	0,085	1700	0,075
770	0,123	885	0,114	1070	0,101	1500	0,084	1830	0,074
825	0,121	950	0,112	1150	0,100	1610	0,083	1960	0,073
880	0,120	1020	0,110	1230	0,099	1720	0,082	2090	0,072
935	0,119	1080	0,108	1300	0,098	1820	0,081	2220	0,071
990	0,118	1140	0,107	1380	0,097	1930	0,080	2350	0,070
1050	0,117	1200	0,106	1450	0,096	2040	0,079	2480	0,069
1100	0,116	1270	0,105	1530	0,095	2150	0,078	2610	0,068
1160	0,115	1330	0,104	1610	0,094	2250	0,077	2740	0,068
1210	0,114	1400	0,103	1690	0,093	2360	0,076	2870	0,067
1270	0,113	1460	0,102	1760	0,092	2470	0,075	3000	0,067
1320	0,112	1520	0,101	1840	0,091	2580	0,074	3130	0,066
1308	0,111	1580	0,100	1920	0,090	2690	0,073	3360	0,066

листов кровельной стали нормального размера (см. стр. 69)

φ в м/сек	d в мм	235		265		285	
	$\frac{\pi}{4} d^2$ в мм ²	0,0433		0,0551		0,0637	
	$\frac{\gamma}{2g} \varphi^2$ в кг/м ²						
1,0	0,06	155	0,113	200	0,097	230	0,090
1,5	0,14	235	0,103	300	0,089	345	0,082
2,0	0,24	310	0,097	400	0,084	460	0,077
2,5	0,38	390	0,093	500	0,080	575	0,074
3,0	0,55	470	0,090	595	0,077	690	0,072
3,5	0,75	545	0,087	695	0,075	800	0,070
4,0	0,98	625	0,084	795	0,073	915	0,068
4,5	1,24	700	0,082	895	0,072	1030	0,066
5,0	1,53	780	0,081	995	0,071	1150	0,065
5,5	1,85	860	0,080	1090	0,070	1260	0,064
6,0	2,20	935	0,079	1190	0,069	1370	0,063
6,5	2,59	1010	0,078	1290	0,068	1490	0,062
7,0	3,00	1090	0,077	1390	0,067	1600	0,061
7,5	3,44	1170	0,076	1490	0,066	1720	0,060
8,0	3,92	1250	0,075	1590	0,065	1830	0,059
8,5	4,42	1330	0,074	1690	0,064	1940	0,058
9,0	4,96	1400	0,073	1790	0,063	2060	0,057
9,5	5,53	1480	0,072	1890	0,062	2180	0,056
10	6,12	1560	0,071	1990	0,061	2290	0,055
11	7,41	1720	0,070	2180	0,060	2520	0,054
12	8,82	1870	0,069	2380	0,059	2750	0,053
13	10,35	2030	0,068	2580	0,058	2980	0,053
14	12,00	2180	0,067	2780	0,057	3210	0,052
15	13,78	2340	0,066	2980	0,056	3440	0,052
16	15,68	2500	0,065	3180	0,056	3670	0,051
17	17,70	2650	0,064	3380	0,055	3900	0,051
18	19,85	2810	0,063	3570	0,055	4120	0,050
19	22,11	2960	0,063	3770	0,054	4350	0,050
20	24,50	3120	0,062	3970	0,054	4580	0,049
21	27,00	3280	0,062	4170	0,053	4800	0,049
22	29,60	3430	0,061	4360	0,053	5030	0,048
23	32,30	3590	0,061	4560	0,052	5270	0,048
24	35,20	3750	0,060	4760	0,052	5500	0,047
25	38,20	3900	0,060	4960	0,051	5730	0,047

320		375		440		495		545		595	
0,0804		0,1104		0,1520		0,1924		0,2332		0,2780	
290	0,078	400	0,065	545	0,053	695	0,046	840	0,041	1000	0,036
435	0,072	595	0,060	820	0,049	1040	0,043	1260	0,038	1500	0,034
580	0,068	795	0,057	1090	0,046	1390	0,040	1680	0,036	2000	0,032
725	0,065	995	0,055	1370	0,044	1730	0,038	2100	0,034	2500	0,030
870	0,062	1190	0,052	1640	0,042	2080	0,037	2520	0,033	3000	0,029
1010	0,061	1390	0,050	1910	0,041	2420	0,036	2940	0,032	3500	0,028
1160	0,059	1590	0,049	2190	0,040	2770	0,035	3360	0,031	4000	0,028
1310	0,057	1790	0,048	2460	0,039	3120	0,034	3780	0,030	4500	0,027
1450	0,056	1990	0,047	2740	0,038	3460	0,033	4200	0,030	5000	0,027
1590	0,055	2190	0,046	3010	0,038	3810	0,033	4610	0,029	5500	0,026
1740	0,054	2390	0,045	3280	0,037	4150	0,032	5030	0,029	6000	0,026
1880	0,053	2590	0,044	3560	0,037	4500	0,032	5450	0,028	6500	0,025
2030	0,053	2790	0,044	3830	0,036	4850	0,031	5870	0,028	7000	0,025
2170	0,052	2980	0,043	4100	0,036	5200	0,031	6300	0,028	7500	0,025
2320	0,051	3180	0,043	4380	0,035	5550	0,031	6720	0,027	8000	0,024
2460	0,051	3380	0,042	4650	0,035	5900	0,030	7130	0,027	8500	0,024
2600	0,050	3580	0,042	4920	0,034	6250	0,030	7550	0,027	9000	0,024
2750	0,050	3780	0,041	5200	0,034	6590	0,030	8000	0,026	9500	0,023
2900	0,049	3980	0,041	5450	0,034	6930	0,029	8400	0,026	10000	0,023
3180	0,048	4380	0,040	6000	0,033	7620	0,029	9250	0,026	11000	0,023
3470	0,047	4770	0,039	6500	0,032	8310	0,028	10100	0,025	12000	0,022
3760	0,046	5170	0,039	7100	0,032	9000	0,028	10900	0,025	13000	0,022
4050	0,045	5570	0,038	7650	0,031	9700	0,028	11750	0,025	14000	0,022
4340	0,045	5970	0,038	8200	0,031	10400	0,027	12600	0,024	15000	0,022
4630	0,044	6360	0,037	8750	0,031	11100	0,027	13450	0,024	16000	0,021
4920	0,044	6760	0,037	9300	0,031	11800	0,027	14300	0,024	17000	0,021
5210	0,043	7160	0,036	9850	0,030	12500	0,026	15100	0,023	18000	0,021
5500	0,043	7560	0,036	10400	0,030	13150	0,026	15950	0,023	19000	0,021
5790	0,042	7950	0,036	10950	0,029	13850	0,026	16800	0,023	20000	0,020
6080	0,042	8360	0,035	11500	0,029	14550	0,025	17650	0,023	21000	0,020
6370	0,041	8750	0,035	12050	0,029	15250	0,025	18500	0,023	22000	0,020
6660	0,041	9150	0,035	12600	0,028	15950	0,025	19300	0,022	23000	0,020
6950	0,040	9550	0,034	13100	0,028	16600	0,024	20200	0,022	24000	0,020
7240	0,040	9950	0,034	13650	0,028	17300	0,024	21000	0,022	25000	0,019

$\frac{v}{B \cdot M \cdot \text{сек}}$	$d \text{ в мм}$	660		775		885	
	$\frac{-\pi}{4} d^2 \text{ в м}^2$	0,3421		0,4717		0,6151	
	$\frac{\gamma}{2g} v^2 \text{ в кг/м}^2$						
1,0	0,06	1230	0,032	1700	0,027	2210	0,023
1,5	0,14	1850	0,030	2550	0,025	3320	0,021
2,0	0,24	2460	0,028	3400	0,023	4430	0,020
2,5	0,38	3080	0,027	4250	0,022	5530	0,019
3,0	0,55	3700	0,026	5100	0,021	6640	0,018
3,5	0,75	4310	0,025	5950	0,021	7750	0,018
4,0	0,98	4930	0,025	6800	0,020	8850	0,017
4,5	1,24	5550	0,024	7650	0,020	9950	0,017
5,0	1,53	6160	0,024	8500	0,019	11050	0,017
5,5	1,85	6780	0,023	9350	0,019	12200	0,016
6,0	2,20	7400	0,023	10200	0,019	13300	0,016
6,5	2,59	8010	0,023	11000	0,018	14400	0,016
7,0	3,00	8630	0,022	11900	0,018	15500	0,016
7,5	3,44	9250	0,022	12700	0,018	16600	0,015
8,0	3,92	9860	0,022	13600	0,018	17700	0,015
8,5	4,42	10450	0,021	14400	0,017	18800	0,015
9,0	4,96	11100	0,021	15300	0,017	19900	0,015
9,5	5,53	11700	0,021	16100	0,017	21000	0,015
10	6,12	12300	0,021	17000	0,017	22100	0,014
11	7,41	13550	0,020	18700	0,017	24400	0,014
12	8,82	14800	0,020	20400	0,016	26600	0,014
13	10,35	16000	0,020	22100	0,016	28800	0,014
14	12,00	17250	0,020	23800	0,016	31000	0,014
15	13,78	18500	0,019	25500	0,016	33200	0,014
16	15,68	19700	0,019	27200	0,016	35500	0,013
17	17,70	20900	0,019	28900	0,015	37800	0,013
18	19,85	22200	0,019	30600	0,015	40000	0,013
19	22,11	23400	0,018	32300	0,015	42100	0,013
20	24,50	24650	0,018	34000	0,015	44400	0,013
21	27,00	25900	0,018	35700	0,015	46500	0,013
22	29,60	27100	0,018	37400	0,015	48700	0,013
23	32,30	28400	0,018	39100	0,014	51000	0,012
24	35,20	29600	0,017	40800	0,014	53200	0,012
25	38,20	30800	0,017	42500	0,014	55500	0,012

1025		1100		1200		1325		1425		1540	
0,8250		0,9503		1,131		1,378		1,598		1,862	
2970	0,019	3420	0,017	4070	0,016	4950	0,014	5750	0,013	6700	0,012
4450	0,018	5130	0,016	6100	0,015	7450	0,013	8630	0,012	10100	0,011
5950	0,017	6850	0,015	8150	0,014	9900	0,012	11500	0,011	13400	0,010
7450	0,016	8550	0,014	10200	0,013	12400	0,012	14400	0,011	16800	0,010
8900	0,015	10250	0,014	12200	0,012	14900	0,011	17250	0,010	20100	0,009
10400	0,015	12000	0,014	14250	0,012	17350	0,011	20100	0,010	23500	0,009
11900	0,014	13700	0,013	16300	0,012	19850	0,011	23000	0,010	26800	0,009
13400	0,014	15400	0,013	18300	0,012	22300	0,010	25900	0,010	30200	0,009
14850	0,014	17150	0,013	20350	0,011	24800	0,010	28800	0,009	33500	0,008
16350	0,014	18850	0,012	22400	0,011	27300	0,010	31700	0,009	36900	0,008
17850	0,013	20550	0,012	24400	0,011	29750	0,010	34600	0,009	40200	0,008
19300	0,013	22300	0,012	26500	0,011	32250	0,010	37400	0,009	43600	0,008
20800	0,013	24060	0,012	28500	0,011	34700	0,009	40300	0,008	46900	0,008
22300	0,013	25700	0,012	30500	0,011	37200	0,009	43200	0,008	50300	0,008
23800	0,013	27400	0,011	32500	0,010	39650	0,009	46000	0,008	53300	0,008
25300	0,013	29100	0,011	34600	0,010	42150	0,009	48900	0,008	57000	0,008
26800	0,012	30800	0,011	36600	0,010	44600	0,009	51800	0,008	60300	0,007
28200	0,012	32500	0,011	38700	0,010	47100	0,009	54700	0,008	63700	0,007
29700	0,012	34200	0,011	40700	0,010	49500	0,009	57500	0,008	67000	0,007
32700	0,012	37700	0,011	44800	0,010	54500	0,009	63200	0,008	73800	0,007
35700	0,012	41100	0,011	48900	0,010	59500	0,008	69000	0,008	80500	0,007
38600	0,012	44500	0,010	53000	0,009	64500	0,008	74800	0,008	87200	0,007
41600	0,012	48000	0,010	57000	0,009	69500	0,008	80500	0,008	93900	0,007
44600	0,011	51400	0,010	61100	0,009	74400	0,008	86300	0,008	100500	0,007
47600	0,011	54800	0,010	65100	0,009	79400	0,008	92000	0,007	107200	0,007
50500	0,011	58200	0,010	69200	0,009	84300	0,008	97800	0,007	113900	0,007
53500	0,011	61600	0,010	73300	0,009	89200	0,008	103500	0,007	120500	0,007
56500	0,011	65000	0,010	77400	0,009	94200	0,008	109300	0,007	127400	0,007
59500	0,011	68500	0,010	81500	0,009	99100	0,008	115000	0,007	134100	0,006
62400	0,011	71900	0,010	85500	0,009	104000	0,008	120800	0,007	140800	0,006
65400	0,011	75500	0,009	89600	0,008	109000	0,007	126500	0,007	147600	0,006
68400	0,010	78700	0,009	93700	0,008	114000	0,007	132300	0,007	154300	0,006
71300	0,010	82200	0,009	97800	0,008	119000	0,007	138000	0,007	161000	0,006
76300	0,010	85700	0,009	12000	0,008	124000	0,007	143800	0,007	167800	0,006

ТАБЛИЦА ЗНАЧЕНИЙ $n^{1/5}$ и $n^{2/5}$
(верхние цифры — $n^{1/5}$, нижние — $n^{2/5}$)

	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0,5	0,871 0,758	0,875 0,764	0,878 0,770	0,881 0,776	0,885 0,782	0,888 0,787	0,891 0,793	0,894 0,799	0,897 0,804	0,900 0,809
0,6	0,903 0,815	0,906 0,821	0,909 0,826	0,912 0,831	0,915 0,837	0,918 0,842	0,921 0,847	0,924 0,852	0,926 0,857	0,929 0,862
0,7	0,931 0,867	0,934 0,872	0,937 0,877	0,940 0,882	0,942 0,886	0,945 0,891	0,947 0,895	0,949 0,900	0,952 0,905	0,955 0,910
0,8	0,958 0,915	0,960 0,919	0,962 0,924	0,965 0,927	0,967 0,931	0,969 0,936	0,971 0,941	0,973 0,946	0,975 0,950	0,977 0,954
0,9	0,979 0,958	0,981 0,962	0,983 0,966	0,985 0,970	0,988 0,974	0,990 0,979	0,992 0,984	0,994 0,988	0,996 0,992	0,998 0,996
1,0	1,000 1,000	1,002 1,004	1,004 1,008	1,006 1,012	1,008 1,016	1,010 1,020	1,012 1,023	1,014 1,027	1,015 1,031	1,018 1,035
1,1	1,020 0,039	1,022 1,042	1,024 1,046	1,025 1,050	1,027 1,054	1,029 1,057	1,030 1,061	1,032 1,065	1,034 1,070	1,036 1,075
1,2	1,038 1,078	1,040 1,081	1,042 1,084	1,043 1,087	1,045 1,090	1,047 1,093	1,049 1,097	1,050 1,100	1,052 1,104	1,053 1,107
1,3	1,054 1,110	1,055 1,114	1,056 1,117	1,058 1,121	1,060 1,124	1,061 1,127	1,063 1,131	1,065 1,134	1,066 1,137	1,068 1,141
1,4	1,070 1,144	1,072 1,147	1,073 1,150	1,074 1,154	1,076 1,157	1,078 1,160	1,079 1,163	1,080 1,166	1,082 1,170	1,083 1,173
1,5	1,085 1,176	1,087 1,179	1,089 1,182	1,090 1,185	1,091 1,188	1,093 1,192	1,094 1,195	1,096 1,198	1,097 1,201	1,099 1,204
1,6	1,100 1,207	1,102 1,210	1,103 1,213	1,105 1,216	1,106 1,219	1,107 1,222	1,108 1,225	1,109 1,228	1,110 1,230	1,112 1,233
1,7	1,114 1,236	1,115 1,239	1,116 1,242	1,117 1,245	1,118 1,248	1,119 1,251	1,120 1,254	1,121 1,256	1,122 1,259	1,124 1,262
1,8	1,126 1,265	1,127 1,268	1,128 1,271	1,129 1,273	1,130 1,276	1,131 1,279	1,132 1,282	1,133 1,285	1,134 1,287	1,135 1,290
1,9	1,137 1,293	1,138 1,295	1,140 1,298	1,140 1,301	1,142 1,304	1,143 1,306	1,145 1,309	1,146 1,311	1,148 1,314	1,149 1,317
2,0	1,150 1,320	1,151 1,322	1,152 1,325	1,154 1,327	1,155 1,330	1,156 1,332	1,157 1,335	1,158 1,337	1,159 1,340	1,160 1,343

ПРИЛОЖЕНИЕ III

Основные размеры и характеристики для подбора вентиляторов
Сведения о выпускаемых вентиляторах

Сведения о выпускаемых вентиляторах

Тип вен- тилятора	Число лопаток	Форма лопаток	Максимальное дав- ление кг/м ²	Допустимая окруж- ная скорость, м/сек	Схема исполнения по ГОСТ 5976-55	Номера вентилято- ров	Подложная кожа по ГОСТ 5976-55	Материал		Изготовитель	Адрес
								кожуха	колеса		
Центробежные вентиляторы											
Ц4-70	12	загнутые назад	100	42	1	2 1/2, 3, 4, 5, 6, 7,	Л, ВЛ, В, ВП, П, Н НП, Н	сталь	сталь	Крюковский вентиляторный завод	г. Чехов Мо- сковской обл.
Ц9-57 (СТД-57)	32	загнутые вперед	200	42	1	3 4	Л, ВЛ, В ВП, П, НП, Н	сталь	сталь	Завод «Сан- техдеталь»	Москва ул. Плеханова, д. 27
					3	5, 6, 8	то же				
					5	16	Л, В, П				
					6	3, 4, 5 6, 8	Л, ВЛ, В, ВП, П, НП				
Ц9-55 (ЦВ-55)	32	загнутые вперед	200	50	6	3, 4, 5, 6, 8, 10	Л, ВЛ, В, ВП, П, НП, Н	сталь	сталь	Калининский механич. завод	г. Калинин-об- ластной
					5	14	П	сталь	сталь	Артемовский машиностр. завод	г. Артемовск Свердловской обл.
					6	4, 5, 6					
					5	10, 12	Л, В, П	сталь	сталь	Завод им. Кар- ла Маркса	г. Черемхово Иркутской обл.
					5	10, 12	Л, В, П	сталь	сталь	Завод «Сантех- деталь»	Москва, ул. Пле- ханова 27
					6						

Тип вентилятора	Число лопаток	Форма лопаток	Максимальное давление, кг/м²	Допустимая окружная скорость, м/сек	Схема исполнения по ГОСТ 5976-55	Номера вентиляторов	Положения кожуха по ГОСТ 5976-55	Материал		Изготовитель	Адрес
								кожуха	колеса		
ЦВ 18 (ВВД)	12	загнутые вперед	300	50	6	8, 10	Л, ВЛ, В, ВП, П, НП, Н	сталь	сталь	Барановичский завод вентиляционного оборудования	г. Барановичи, Комсомольская, д. 31
				60	4	3	то же	сталь	сталь		
ЦП7-40 пылевые	6	загнутые вперед	400	80	5	8, 9, 11	Л, В, П, Н	»	»	Тульский котельно-вентиляторный завод	г. Тула, ул. Луначарского, 35
				70	6	5, 6, 8	Л, В, Л, В, ВП, П, НП	»	»		
ЦП6-46 пылевые	6	загнутые вперед	200	50	6	4, 5, 6, 7, 8	В, П, Л	»	»	З-д «Сантехоборудование»	Москва, Сельскохозйственная ул., д. 24
						5, 6, 7, 8	»	»	»		
Ц4-68 для агрессивных сред	12	загнутые назад	100	40	6	5	Л, ВЛ, В, ВП, П, НП, Н	винипласт	винипласт	Псковский литейно-мех. завод «Выдвиженец»	г. Псков, Пролетарский бульвар, 36
				39	6	3	Л, ВЛ, В, ВП, П, НП, Н	»	»		
				50		4					
Д и ВД (дымососы и дутьевые вентиляторы)	24 ÷ 32	загнутые вперед			3	6, 8, 10, 12, 13 1/2, 15 1/2	см. стр. 264	сталь	сталь	Барнаульский котельный завод	г. Барнаул, Котельный завод
						18, 20	см. стр. 264	сталь	сталь		

(Севые вентиляторы)

МЦ	4	—	35	60	—	4, 5, 6, 7, 8, 10, 12	—	сталь	сталь	Крюковский завод вентилятори. завод	г. Чехов, Московской обл.
У-12	12	—	70	80	—	12, 16, 20	—	сталь	сталь	Завод «Сантехоборудования»	Москва, Сельскохозйственная ул., 24
УК-2М	8									В процессе освоения производством	
Ц3-04	4									то же	

Примечания: 1. Сведения о заводах-изготовителях и другие сведения о вентиляторах частично заимствованы из материалов Сантехпроекта (серия А6-5, 1959 г.).

2. Допустимые окружные скорости даны из условия гарантированной заводами механической прочности.

3. Сведения об осевых вентиляторах серий № 4, 7, 18, реверсивных и центробежных вентиляторах «Сирокко» (низкого и среднего давления), ЭВР и ВР как устаревших, а также ВРН и ВРС, заменяемых более совершенными вентиляторами Ц4-70, Ц4-55 и Ц9-57, здесь не приводятся. Из соображений сокращения объема книги не приводятся данные о вентиляторах Ц9-55 и ЦП6-46.

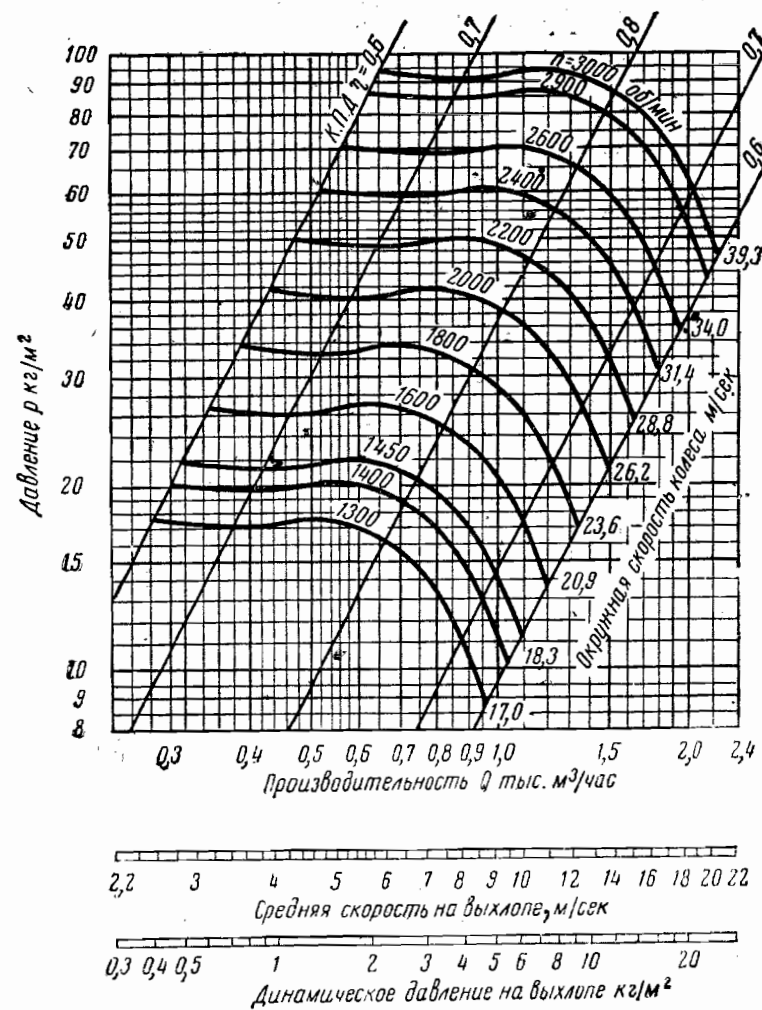
4. Ряд предприятий выпускает в ограниченном количестве (в основном, для ведомственных нужд) различные вентиляторы, не приведенные здесь типов и размеров.

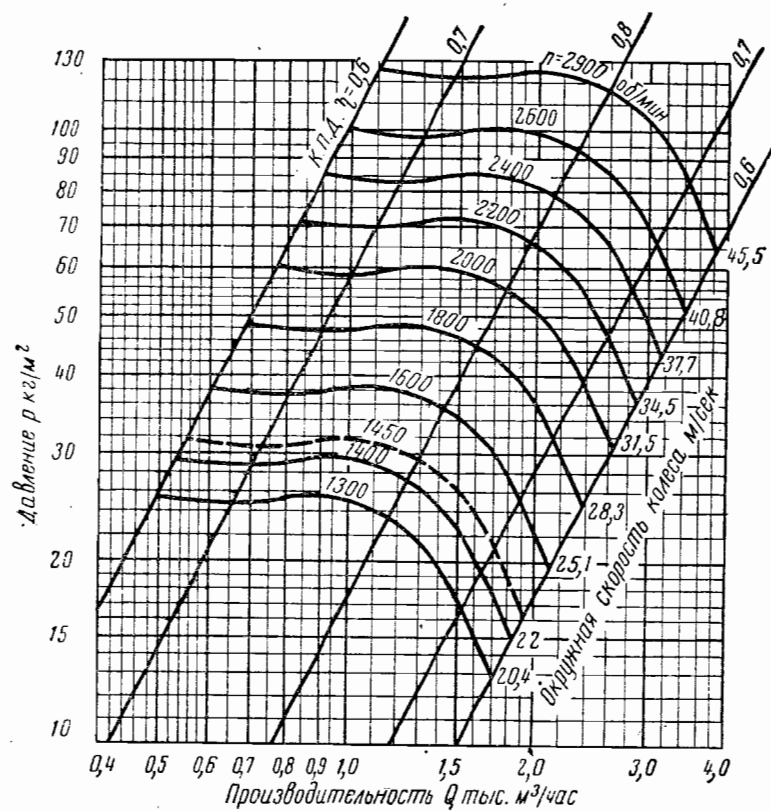
№ венти- лятора	Размеры в мм									
	Фланец выходного патрубка					Фланец входного патрубка				
	A	A ₁	c ₅	h	кол.ч. отв.	D	D ₁	t ₆	кол.ч. отв.	основание станины
2,5	178	218	101	2	8	250	270	17,5	8	Л 30×30×4
3	214	264	122	2	8	300	325	25	12	Л 40×40×5
4	285	335	158	2	8	400	425	25	12	Л 50×50×5
5	356	416	98	3	16	500	535	30	16	Л 50×50×5
6	426	486	92	3	16	600	635	30	16	Л 65×56×6
7	496	566	134	3	16	700	735	30	16	Л 65×65×6

Примечания: 1. Вентиляторы правого вращения изготавливаются с положениями кожуха: Л, ВЛ, В, ВП, Л, НЛ, Н; вентиляторы левого вращения — с положениями кожуха: П, ВП, В, ВЛ, Л, НЛ, Н.
2. Допустимые окружные скорости колес даны из условия механической прочности.
3. Положения кожуха указаны для вентиляторов правого вращения.

Вентилятор центробежный Ц4-70 № 2¹/₂

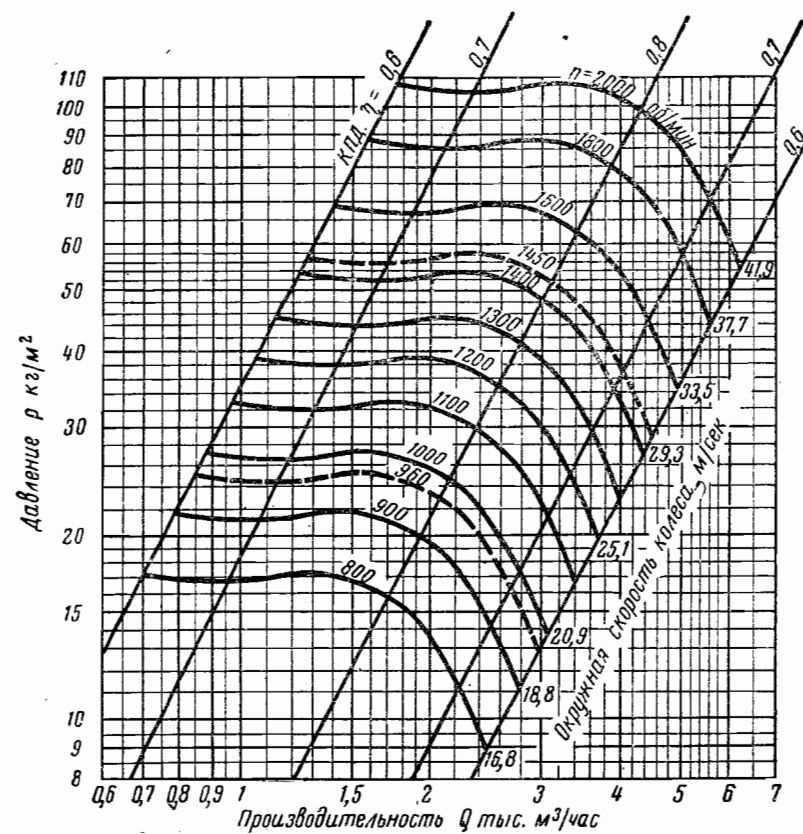
По данным ЦАГИ





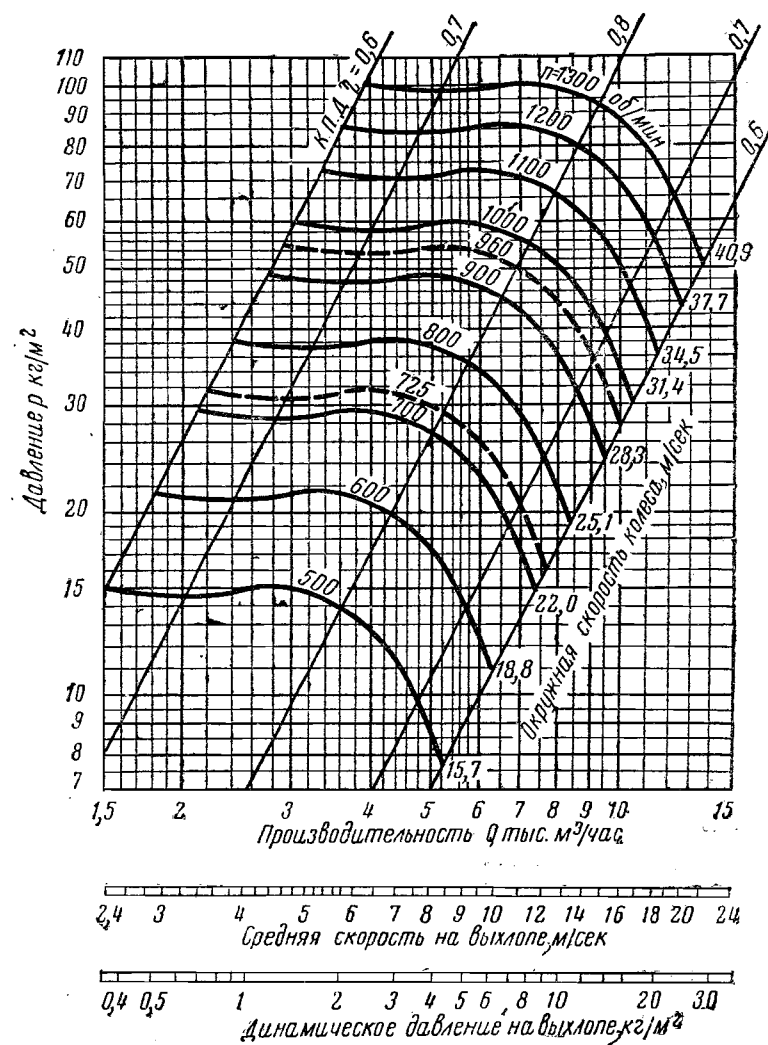
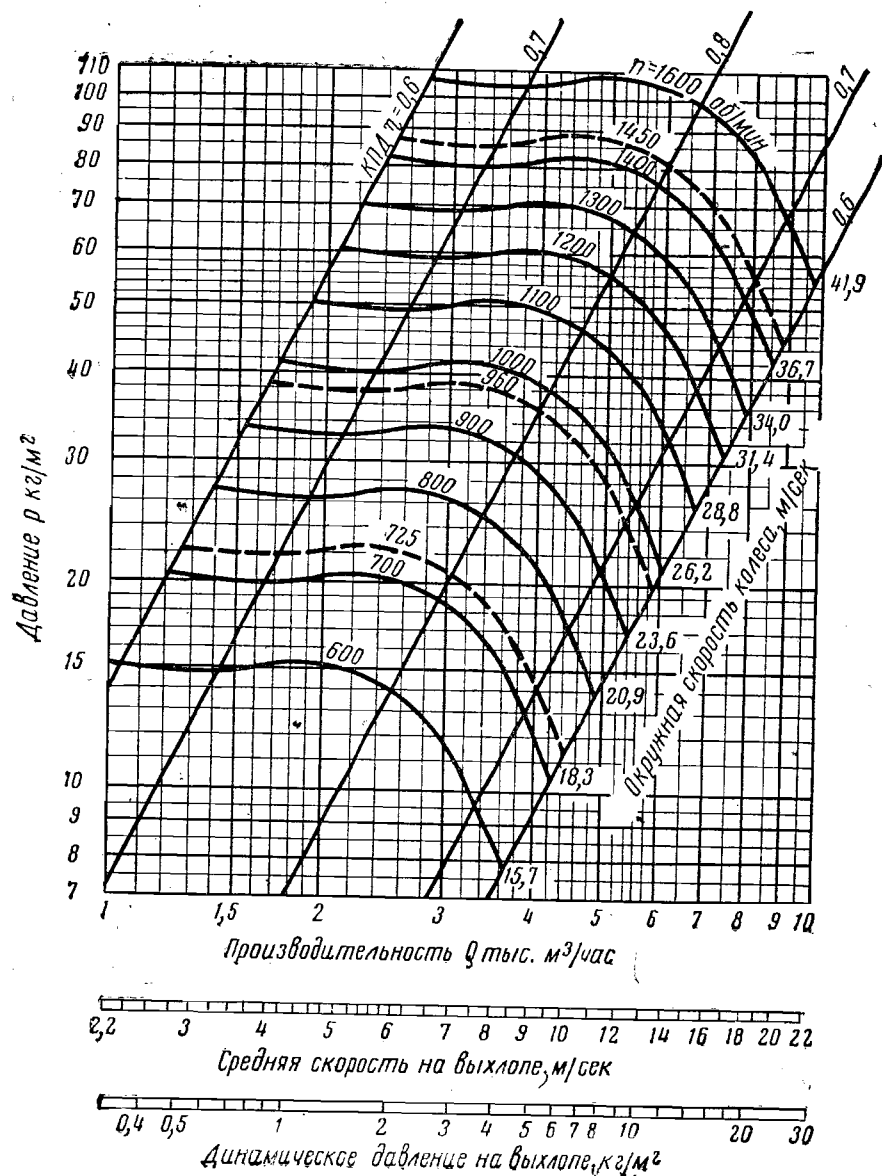
Средняя скорость на выходе м/сек

Динамическое давление на выходе кг/м^2



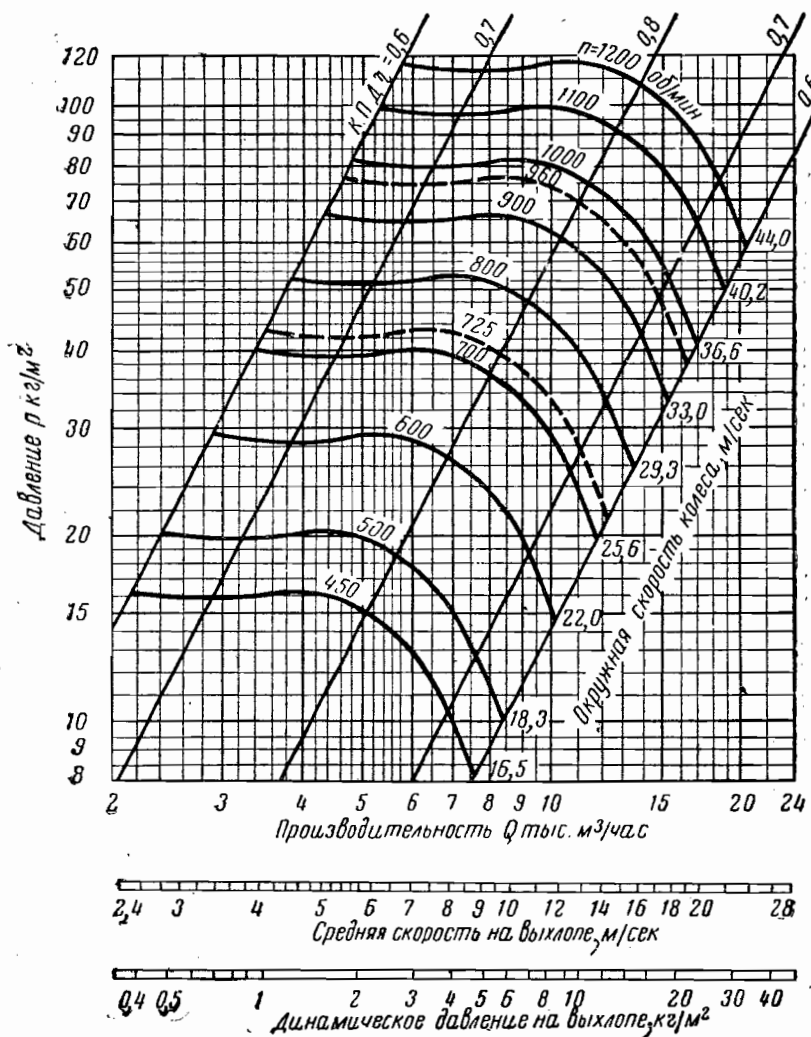
Средняя скорость на выходе м/сек

Динамическое давление на выходе кг/м^2



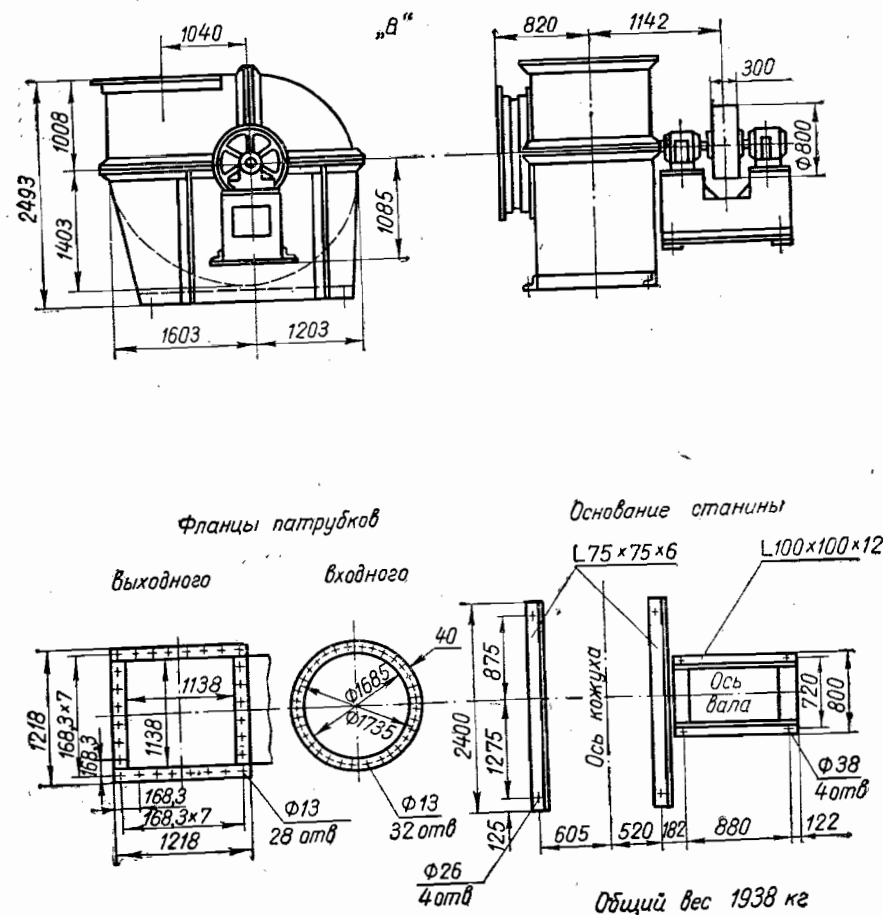
Вентилятор центробежный Ц4-70 № 7

По данным ЦАГИ



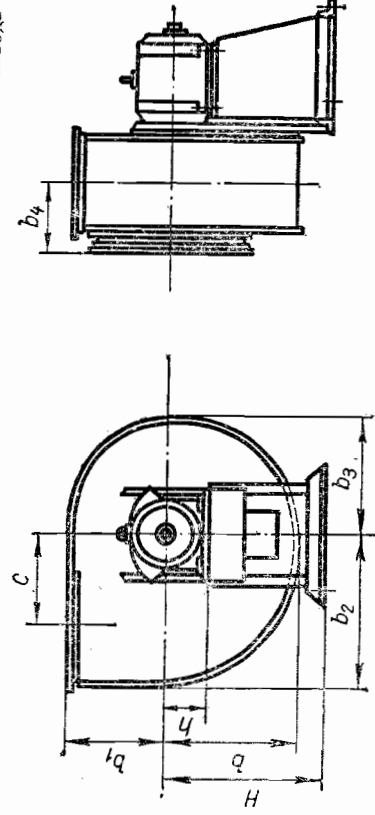
Вентилятор центробежный Ц9-57 № 16

По данным ЦАГИ

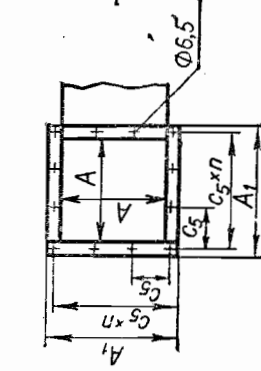


Вентиляторы центробежные Ц9 57, № 3, 4
Исполнение 1

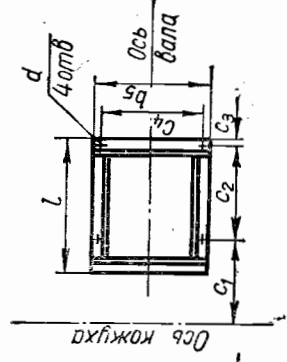
По материалам
завода «Сантехдеталь»



Фланцы патрубков
выходного



Основание станины

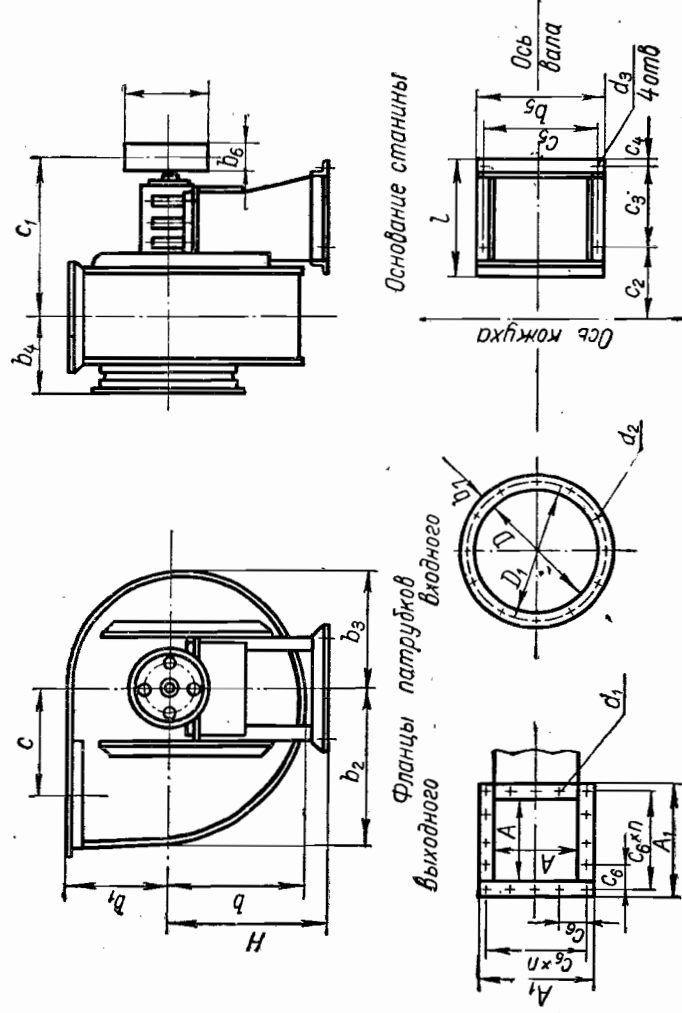


№ вен-тиля-тора	Электродвигатель			Размеры, мм													Общий вес, кг		
	тип	мощ-ность, кВт	об/мин	H	h	b	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	b ₅	c	c ₁	c ₂	c ₃	c ₄		l	
3	A32-4	1,0	1410		100														
	A32-2	1,7	2850																
	A41-6	1,0	930	350	125	271	195	300	233	151,5	310	194	185,5	230		16	280	320	52
	A41-4	1,7	1420								360			240		330	330	61	
	A41-2	2,8	2870																
4	A41-6	1,0	930		125						395			290		355	400	80	
	A41-4	1,7	1420																
	A42-6	1,7	930	460	125	361	261	400	311	201,5	395	260	241,5	330	20	355	440	89	
	A42-4	2,8	1420																
	A51-6	2,8	950		170						460			320		420	430	117	
	A51-4	4,5	1440																

№ вен-тиля-тора	Размеры в мм										основание станины		
	фланец выходного патрубка					фланец входного патрубка							
	A	A ₁	c ₅	n	колич. отв.	D	D ₁	b ₆	колич. отв.	d			
3	210	253	120	2	8	312	340	20	12	13			
4	280	338	105	3	12	408	445	25	12	17			

Примечания: 1. Вентиляторы правого вращения изготавливаются с положениями кожуха Л, ВЛ, В, ВП, П, НЛ.
2. Вентиляторы левого вращения - с положениями кожуха П, ВП, В, ВЛ, Л, ПЛ.

Вентиляторы центробежные Ц9-57, № 3, 4, 5, 6
Исполнение 6



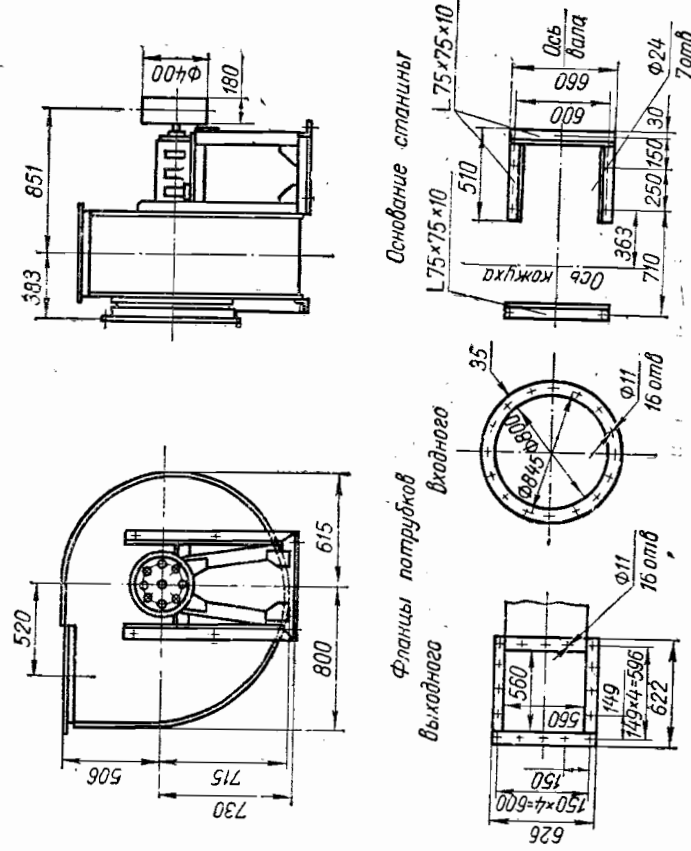
№ венти- лятора	Размеры в мм														Общий вес в кг
	H	b	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	b ₅	c	c ₁	e ₂	c ₂	c ₄	e ₅	l	
3	340	271	195	300	233	151,5	276	194	341,5	142,5	215	15	246	300	44,5
4	445	361	260	400	310	201,5	394	260	393	183	270	20	354	375	73,5
5	545	449	325	500	387	252	444	324	438,5	212	325	22	400	425	106,3
6	700	539,5	392	600	465	302,5	514	390	510,5	253,5	390	26	454	500	173,7

№ венти- лятора	Размеры в мм														Уголок		
	шквив		фланец выходного патрубка						фланец входного патрубка							основание станины	
			A	A ₁	e ₅	d ₁	n	колич. отв.	D	D ₁	b ₁	d ₂	колич. отв.				
	c	b ₆															
3	160	70	210	253	120	6,5	2	8	312	340	20	6,5	12	13	Л 40×40×5		
4	200	80	280	333	105	6,5	3	12	408	445	25	6,5	12	17	Л 50×50×5		
5	250	100	350	404	96	8,5	4	16	509	545	25	8,5	16	17	Л 50×50×5		
6	300	125	420	475	114	8,5	4	16	616	650	25	8,5	16	20	Л 60×60×6		

Примечания: 1. Вентиляторы правого вращения изготавливаются с положениями кожуха: Л, ВЛ, В, ВЛ, П, ВЛ, НЛ;
2. Вентиляторы левого вращения — с положениями кожуха: П, ВП, В, ВЛ, Л, НЛ.

Вентилятор центробежный Ц9-57 № 8
Исполнение 6

По материалам завода
«Сантехдеталь»

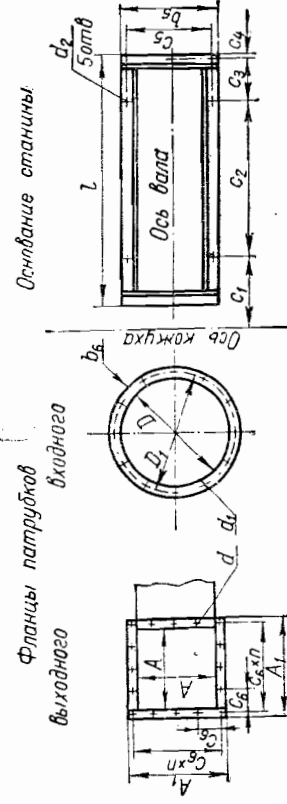


Примечания: 1. Вентилятор правого вращения изготавливается с положениями кожуха: Л, ВЛ, В, ВП, П, НП, 2. Вентилятор левого вращения — с положениями кожуха: П, ВП, В, ВЛ, Л, ЛЛ.

Вентиляторы центробежные Ц9-57, № 5, 6, 8

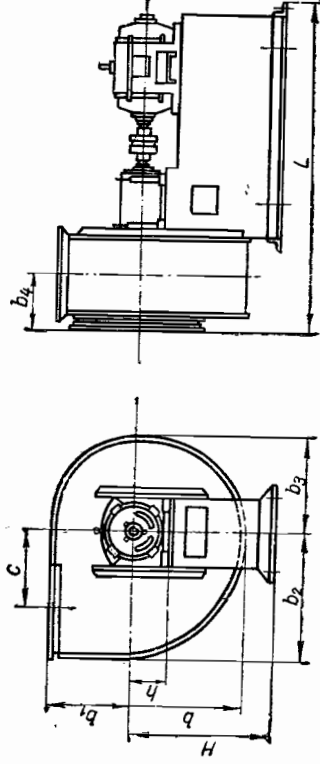
По материалам завода
«Сантехдеталь»

Исполнение 3



№ венти- лятора	Размеры в мм												основание станины	
	фланец выходного патрубка						фланец входного патрубка							
	A	A ₁	c ₆	n	d	колич. отв.	D	D ₁	b ₆	d ₁	колич. отв.	d ₂	Уголок	
5	350	404	96	3	8,5	16	508	545	25	8,5	16	17	∠ 50×50×5	
5	420	475	114	3	8,5	16	613	650	25	8,5	16	20	∠ 50×50×5	
8	560	624	149	4	11	16	808	845	35	11	16	24	∠ 75×75×6	

Примечания: 1. Вентиляторы правого вращения изготавливаются с положениями кожуха: Л, ВЛ, В, ВП, П, НП, 2. Вентиляторы левого вращения — с положениями кожуха: П, ВП, В, ВЛ, Л, ЛЛ.

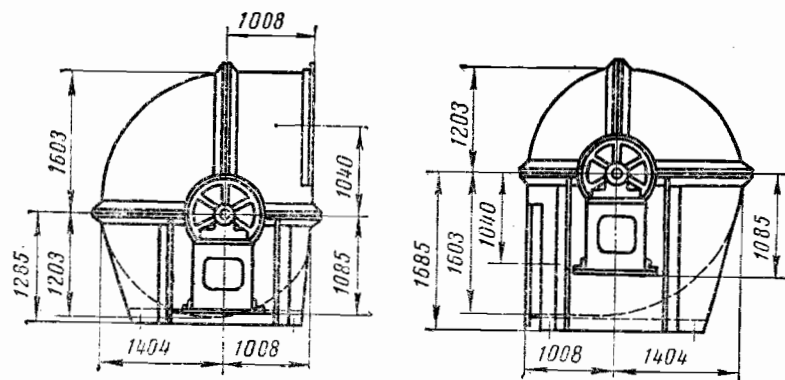


№ вен- тиль- тора	Электродвигатель		Размеры в мм															Об- щий вес в кг		
	тип	мощ- ность	об/мин	H	h	b	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	b ₅	c	c ₁	c ₂	c ₃	c ₄	c ₅		L	l
Б	А-42	1,7	930	125										271	470	120			1133	750
		2,8	1420																	
	А-51	2,8	950	170										271	500	120			1183	780
		4,5	1440											281	520	140			1213	830
	А-52	4,5	950	170	449	325	500	387	252	450	324						20	410		
		7,0	1440																	
																				195
																				220
																				165

5	A-61	4,5	730	570	200									291	580	200			1343	960	270																															
		7,0	970																																																	
		10,0	1450																																																	
		1,0	730																																																	
		10,0	970																																																	
A-62	14,0	1450	200										291	580	200			1343	960	285																																
	A-51	2,8	950																	170									316,5	530	160			1329	860	264																
		4,5	1440																	200																									321,5	590	235			1469	1000	326
		4,5	730																																																	
		7,0	970																																																	
A-61	10,0	1450	675																																																	
	A-62	7,0																				730	200	539,5	391,5	600	465	302	500	390	321,5	590	235	20	460	1469	1000	340,7														
		10,0																				970																														
		14,0																				1450																														
		10,0																				730																														
A-71	14,0	970	236											321,5	590	235			1469	1000	414																															
	20,0	1450																																																		
	A-61	4,5																				730	200																		635											
		7,0																				970																														
		7,0																				730																				750										
10,0		970																																																		
10,0		730																																																		
14,0	970																																																			
A-71	14,0	730	236																			715																														
	14,0	730																																																		
	20,0	970																																																		
	A-72	20,0																					970	236																			740									
		20,0																					970																													

Вентилятор центробежный Ц9-57
№ 16. Исполнение 5

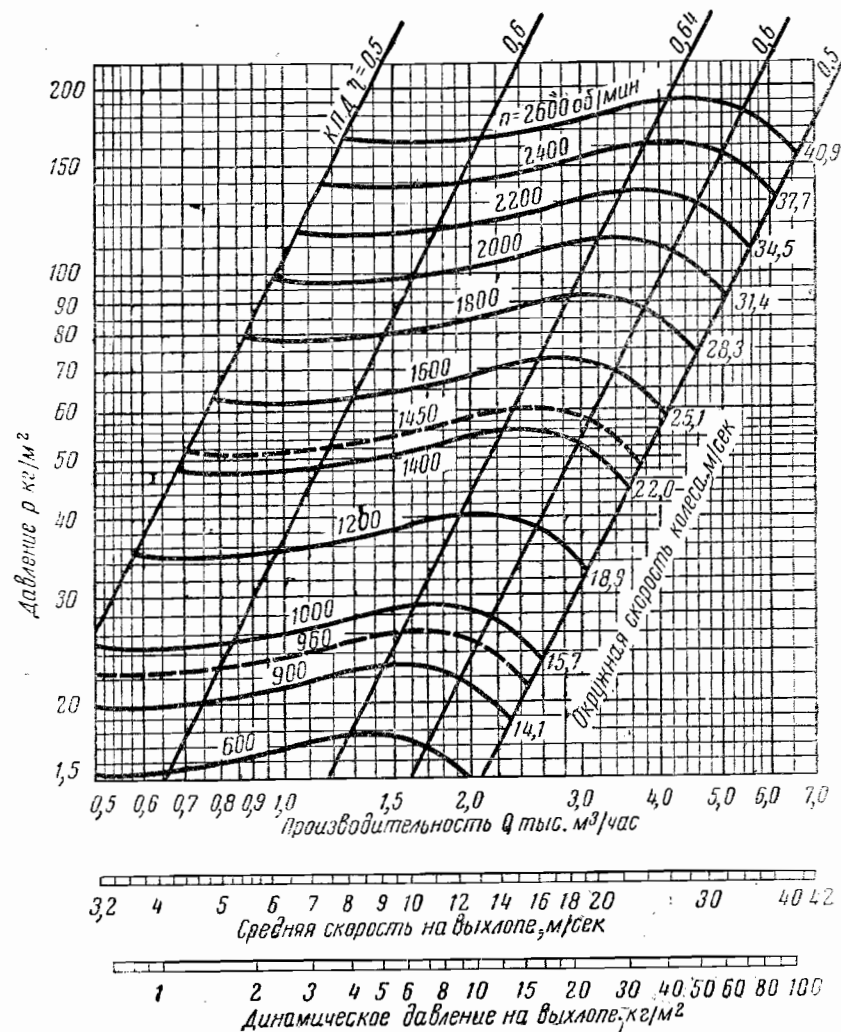
По материалам завода
«Сантехдеталь»



Основание станины

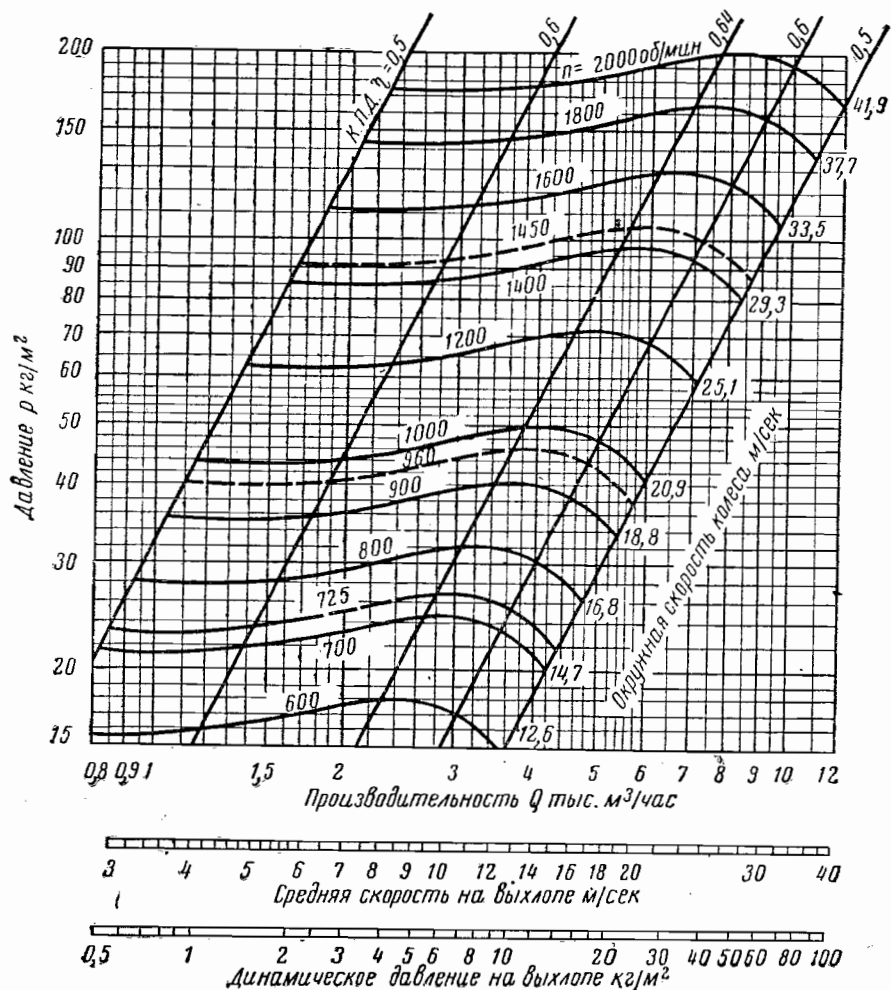
Вентилятор центробежный Ц9-57 № 3

По данным ЦАГИ



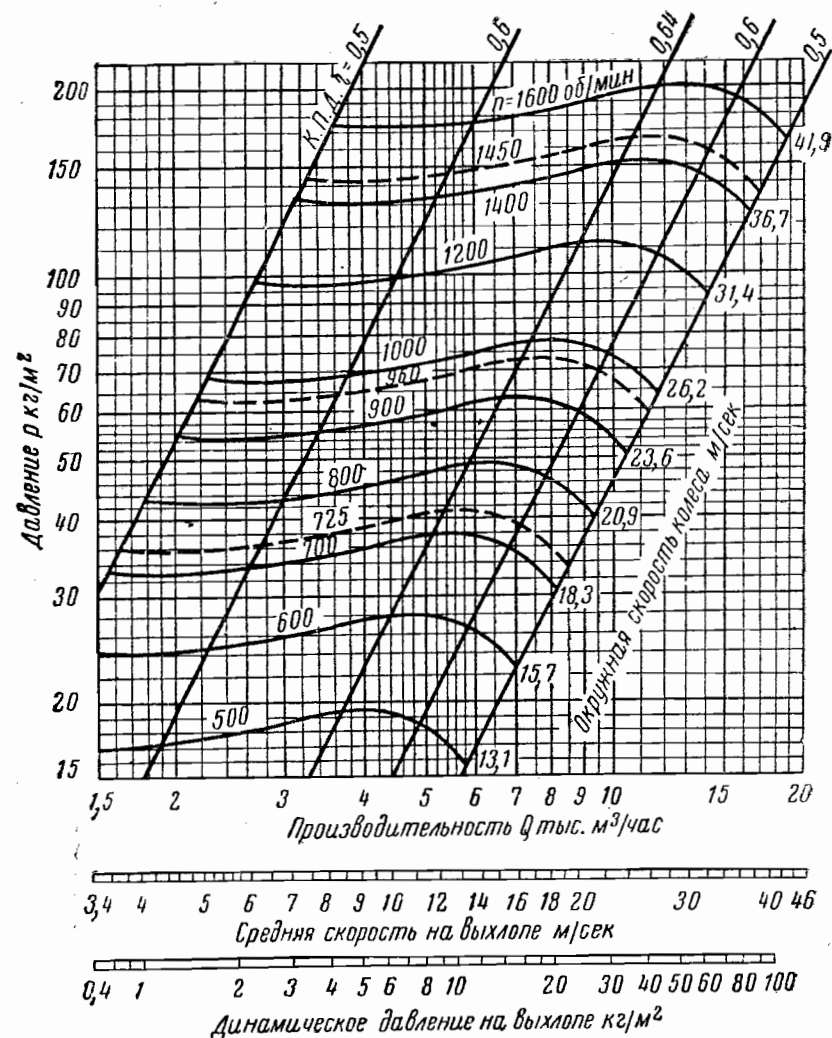
Вентилятор центробежный Ц9-57 № 4

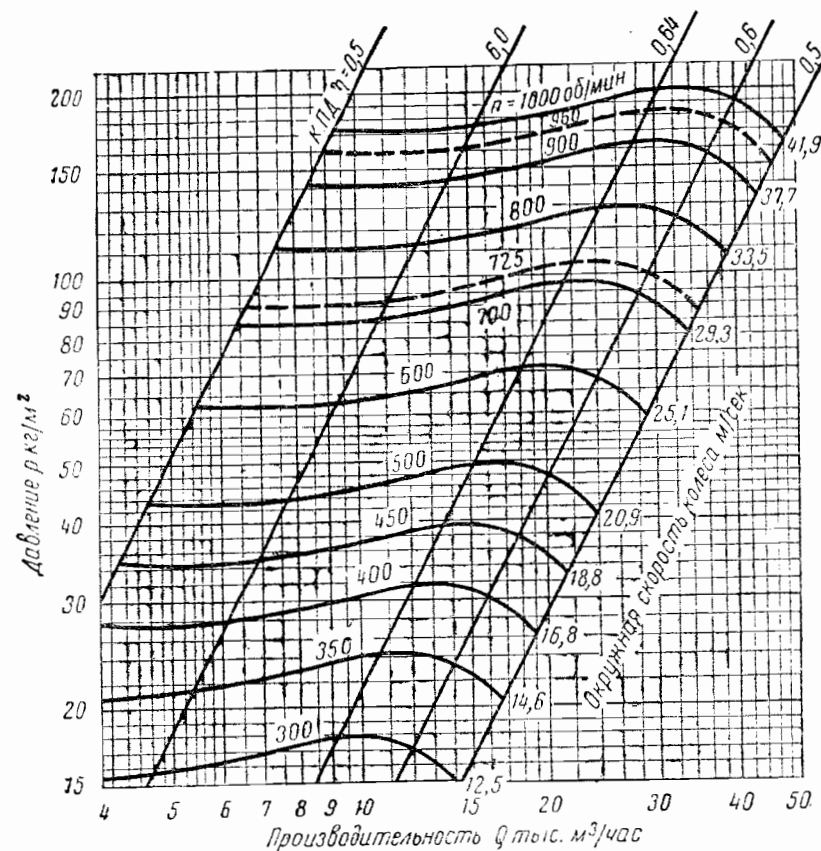
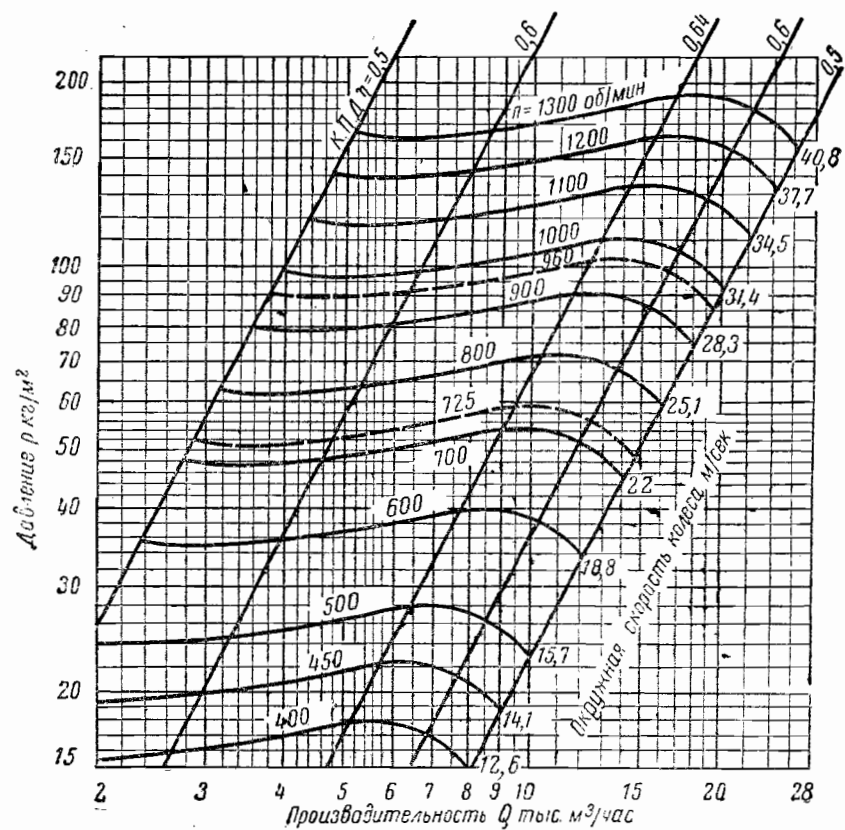
По данным ЦАГИ



Вентилятор центробежный Ц9-57 № 5

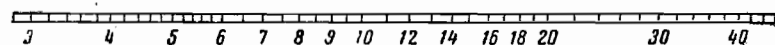
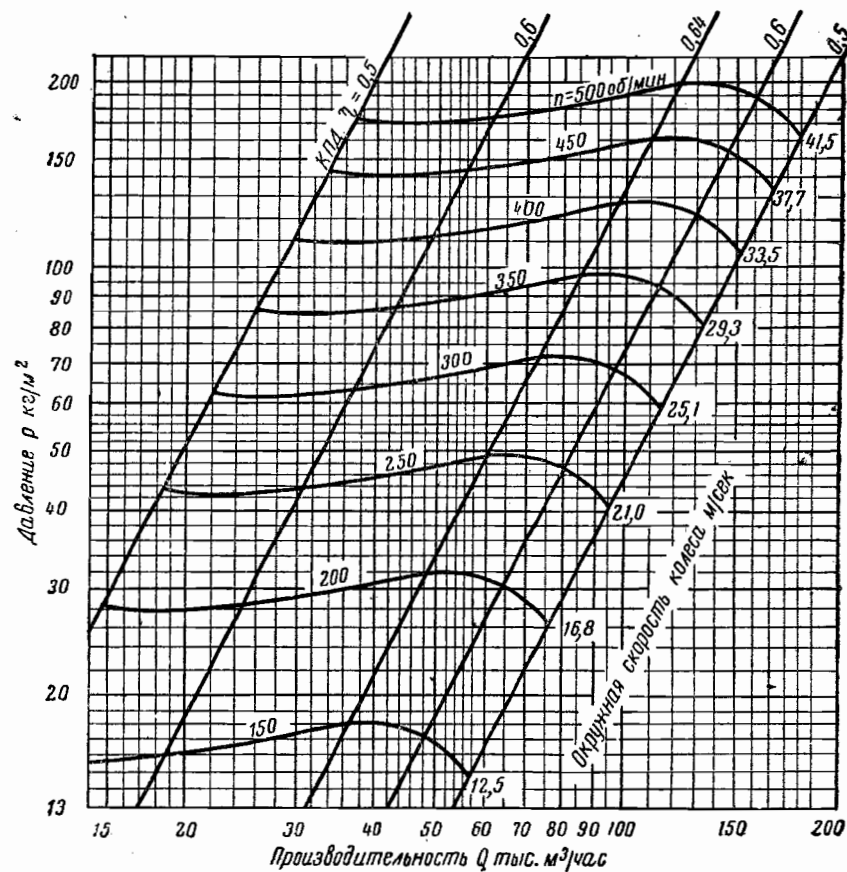
По данным ЦАГИ



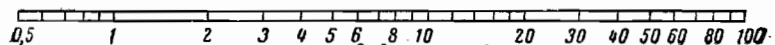


Вентилятор центробежный Ц9-57 № 16

По данным ЦАГИ



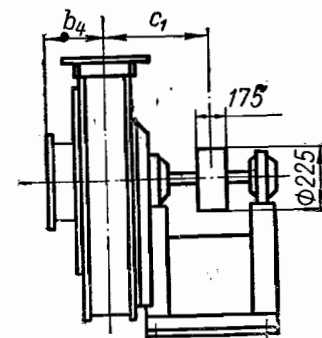
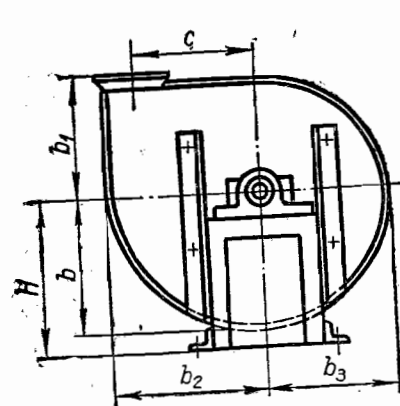
Средняя скорость на выходе м/сек



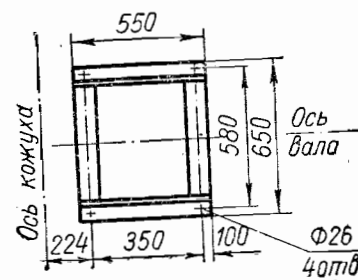
Динамическое давление на выходе кг/м²

Вентиляторы центробежные высокого давления
Ц8-18, № 8, 9. Исполнение 5

По материалам Тульского
котельно-вентиляторного
завода



Основание станины



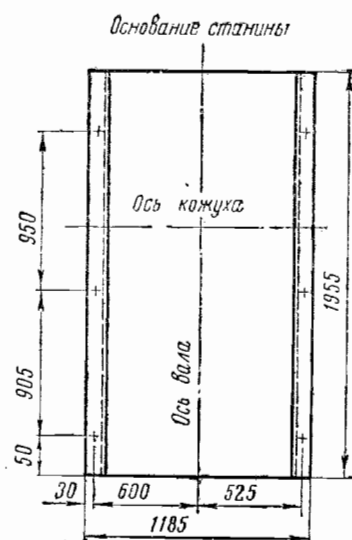
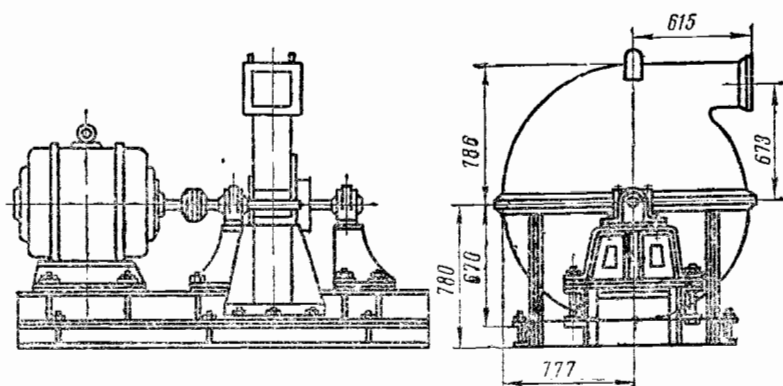
№ вентилятора	Размеры в мм								Общий вес, кг
	H	b	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	c	c ₁	
8	645	530	482	612	486	179	473	400	270
9	705	581	493	625	537	186	523	420	368

Примечание. Вентиляторы правого вращения изготавливаются с положениями кожуха: Л, В, П, Н.

Вентилятор центробежный высокого давления
Ц9-18, № 11. Исполнение 2

По материалам Тульского
котельно-вентиляторного
завода

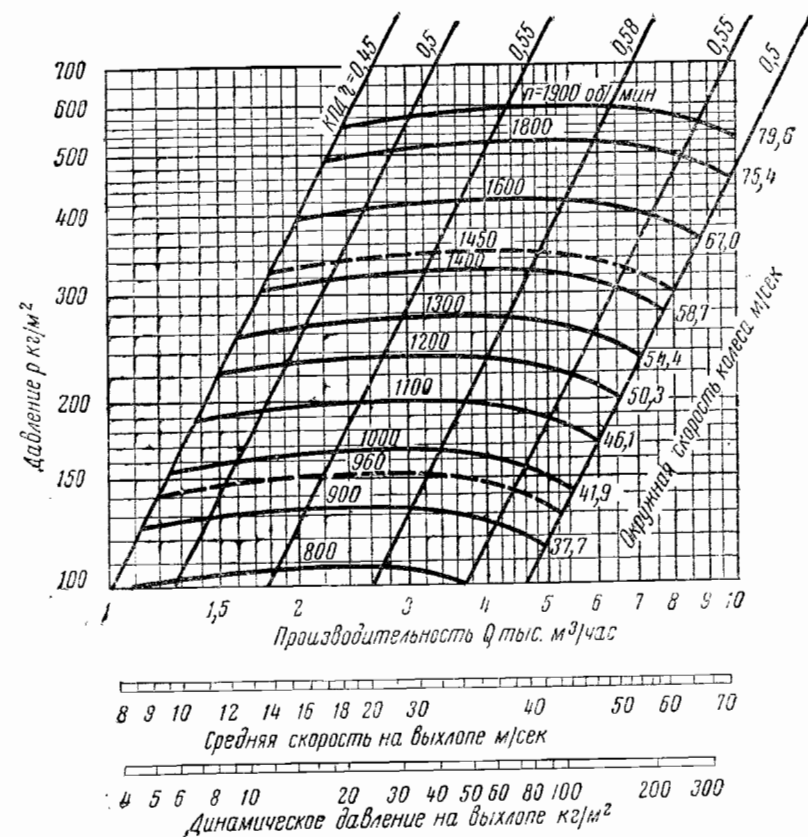
Общий вес 1400 кг



Примечания. 1. Вентиляторы изготавливаются с положениями контур П и Л.
2. На боковом виде электродвигатель условно не показан.

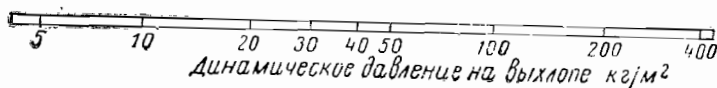
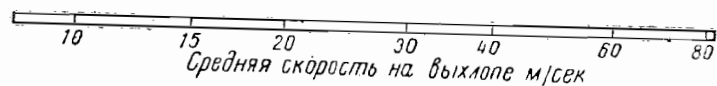
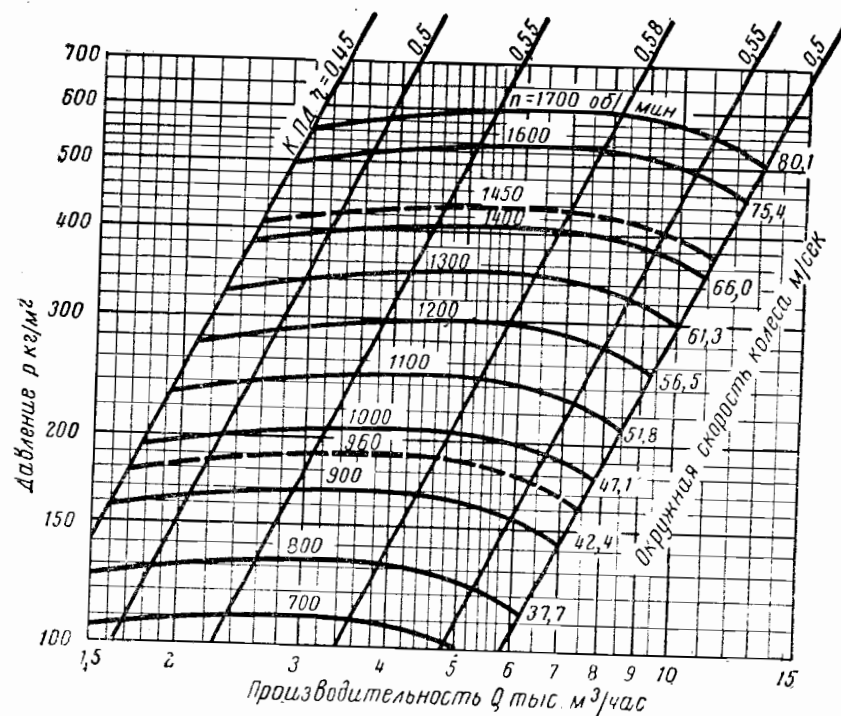
Вентилятор центробежный высокого давления
Ц8-18, № 8

По данным НИИСТ
АС и А



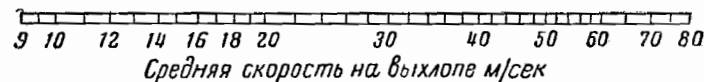
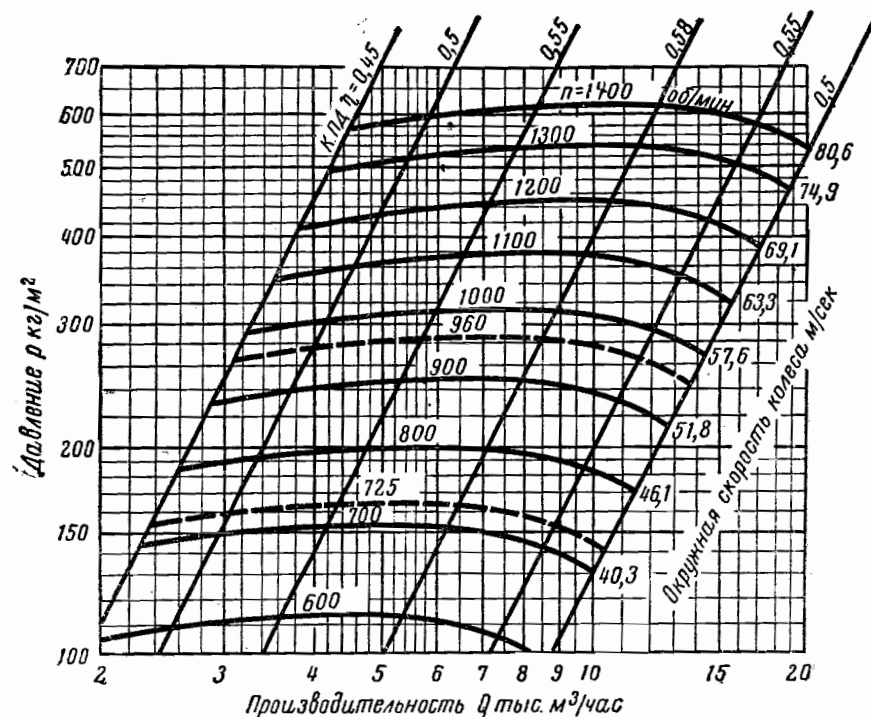
Вентилятор центробежный высокого давления
Ц8-18, № 9

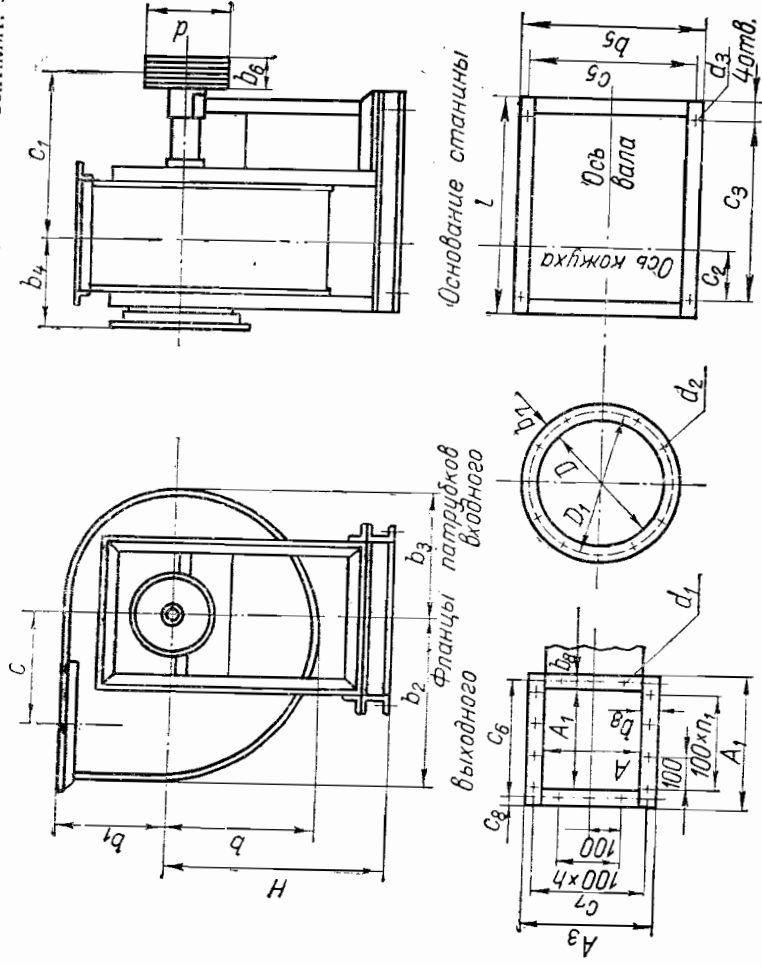
По данным НИИСТ
АС и А



Вентилятор центробежный высокого давления
ВВД, № 11

По данным НИИСТ
АС и А





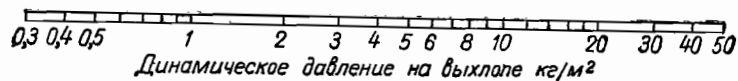
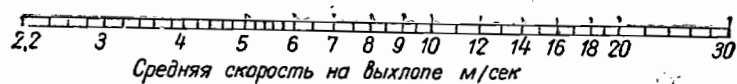
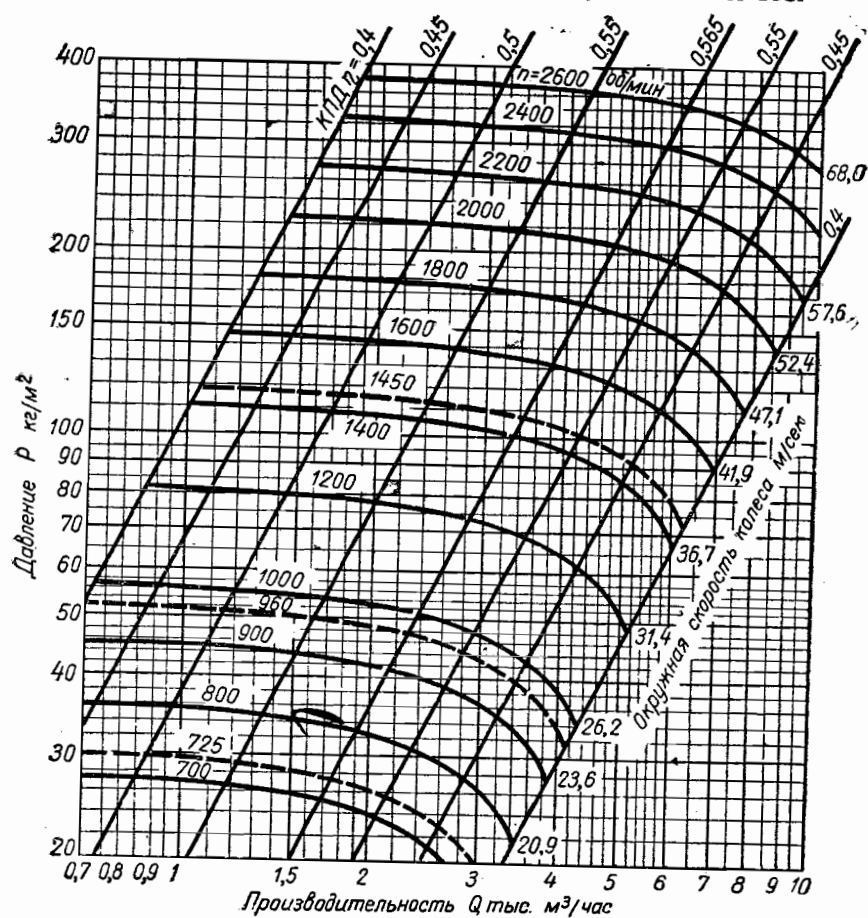
№ вентилятора	Размеры в мм														Общий вес в кг
	И	б	б ₁	б ₂	б ₃	б ₄	б ₅	о	с ₁	с ₂	с ₃	с ₄	с ₅	l	
5	550	376	300	405	338	250	530	250	500	128	500	80	490	660	172
6	620	450	360	486	405	300	610	300	560	170	600	74	570	744	278
8	820	595	475	644	535	400	760	400	774	227	900	58	710	1048	571

№ вен-тиля-тора	Размеры в мм																					
	шквив	фланец выходного патрубка												фланец входного патрубка					основание станины			
		d	b _e	A	A ₁	A ₂	A ₃	c ₆	c ₇	c ₈	b ₈	n ₁	n ₂	d ₁	кол. отв.	D	D ₁	b ₇	d ₂	кол. отв.	d ₃	швел-лер
5	180	156	308	305	370	368	346	344	12	30	2	3	9	14	307	342	30	9	12	18	№ 10	
6	230	144	370	366	432	430	408	406	18	30	2	4	9	16	367	402	30	9	12	18	№ 10	
8	315	198	492	488	578	572	540	536	20	40	4	5	12	22	487	530	40	12	16	20	№ 12	

Примечания: 1. Вентиляторы правого вращения изготавливаются с положениями кожуха: Л, ВЛ, В, ВП, П, НП.
2. Вентиляторы левого вращения — с положениями кожуха: П, ВП, В, ВЛ, Л, НЛ

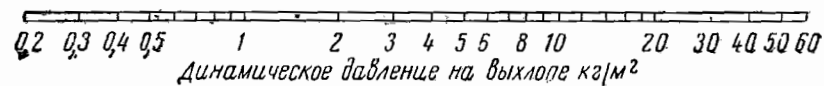
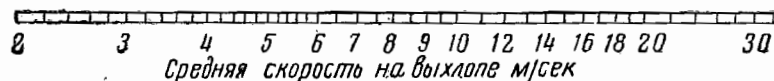
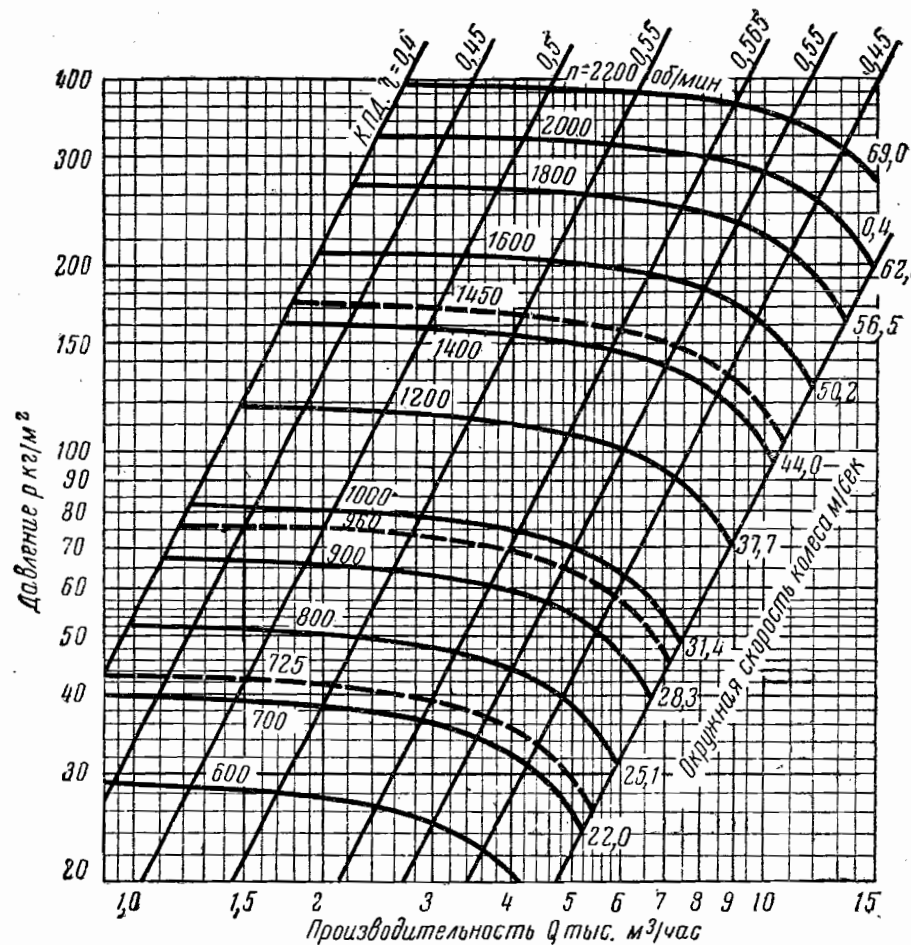
Вентилятор центробежный пылевой ЦП7-40
№ 5

По данным НИИСТ
АС и А СССР



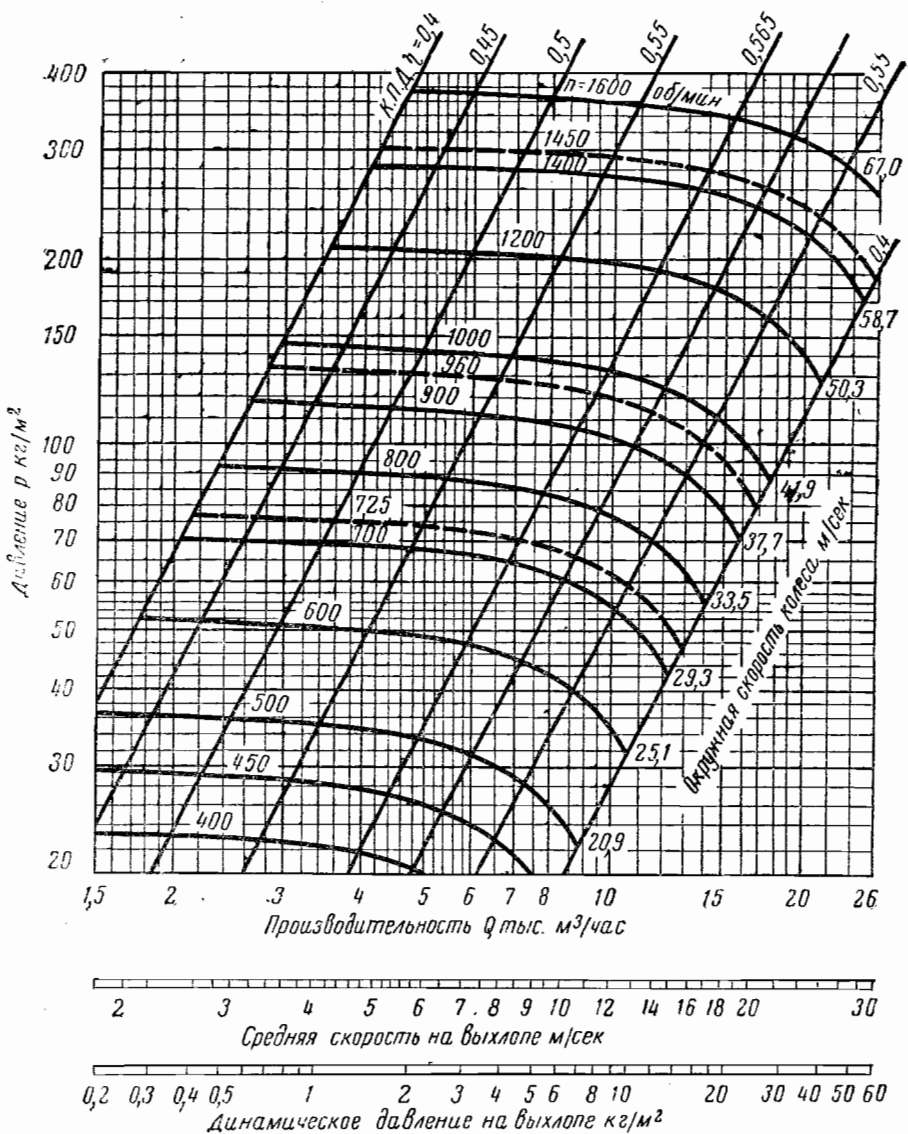
Вентилятор центробежный пылевой ЦП7-40,
№ 6

По данным НИИСТ
АС и А



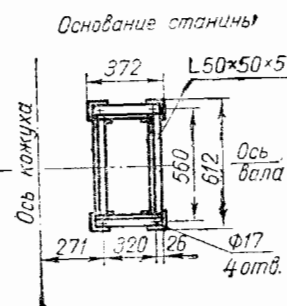
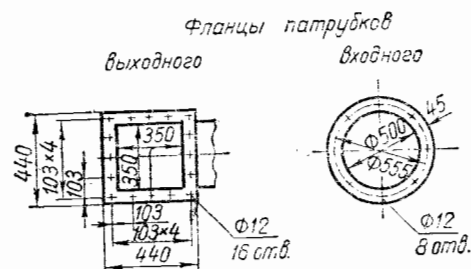
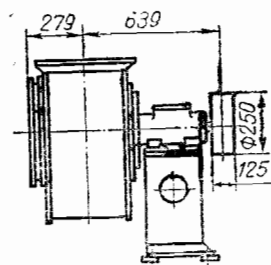
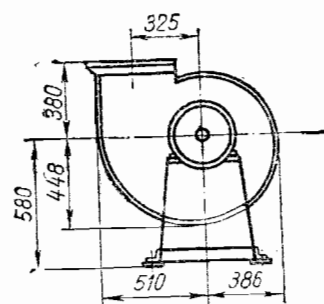
Вентилятор центробежный пылевой ЦП7-40,
№ 8

По данным НИИСТ
АС и А



Вентилятор центробежный (из винипласта)
Ц4-68 № 5. Исполнение 6

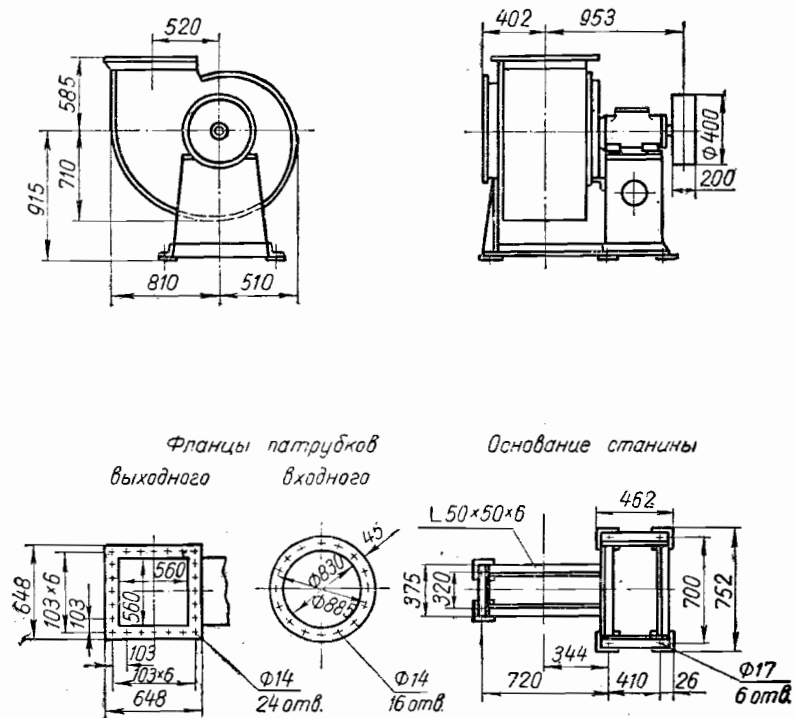
По материалам Московского облсвархоза



Примечание. Вентиляторы изготавливаются правого и левого вращения с положениями кожуха: Л, ВЛ, В, ВП, П, НП, Н, НЛ.

Вентилятор центробежный (из винипласта)
Ц4-68 № 8. Исполнение 6

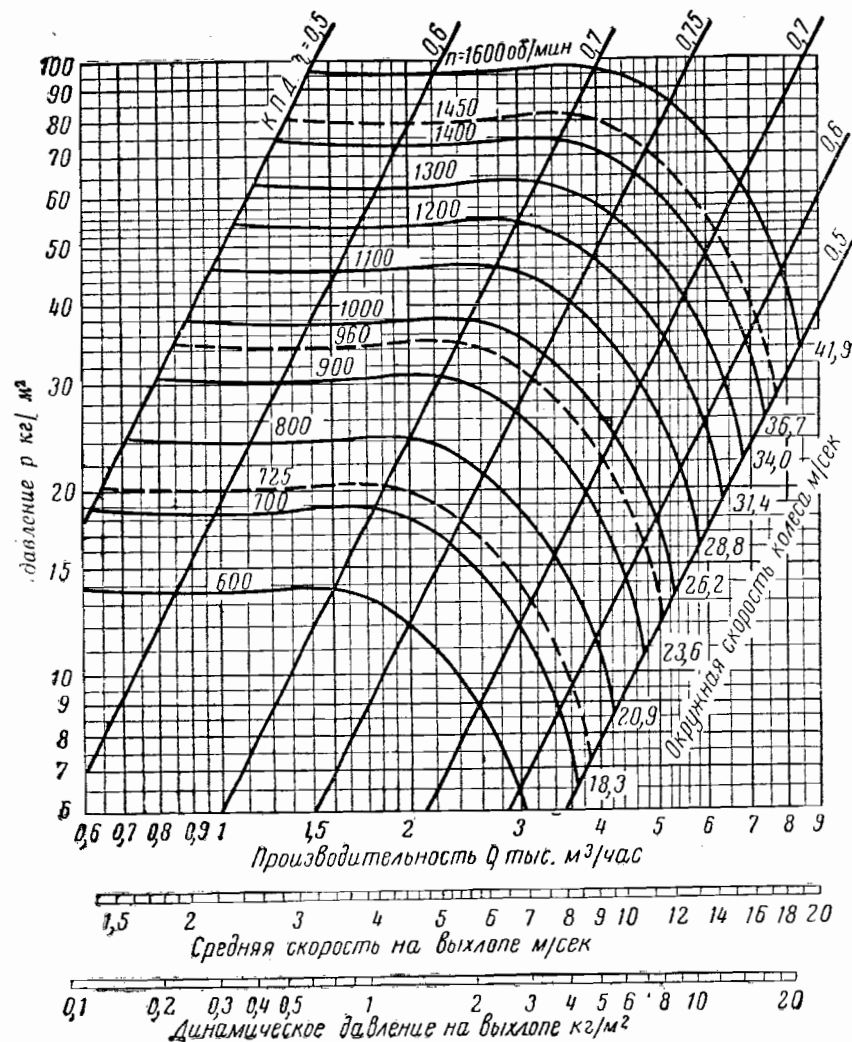
По материалам Москов-
ского облсовнархоза

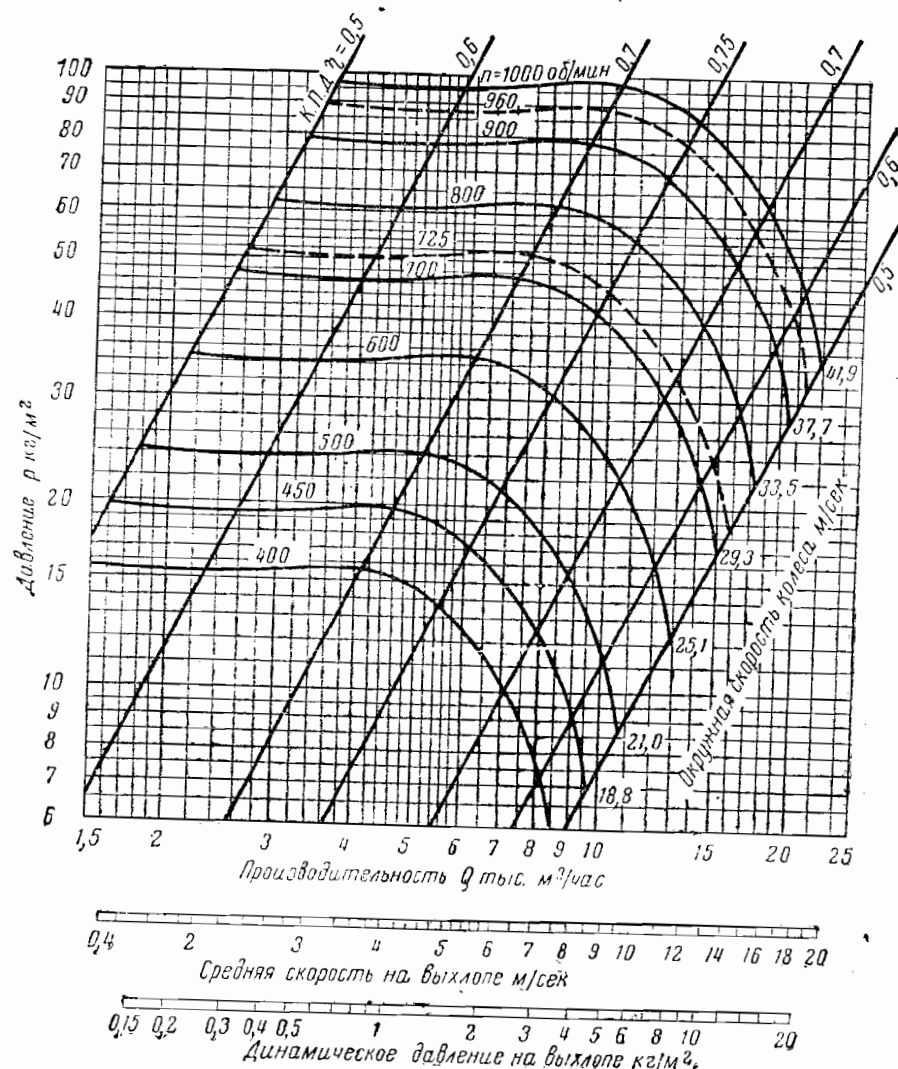


Примечание. Вентиляторы изготавливаются правого и левого вращения с положениями кожуха: Л, ВЛ, В, ВП, П, НП, Н, НЛ.

Вентилятор центробежный Ц4-68
(из винипласта) № 5

По данным ЦАГИ





Дымососы и дутьевые вентиляторы

1. В соответствии с каталогом дымососов и вентиляторов одностороннего всасывания (выпуск Барнаульского котельного завода, архивный № 22 900-55) машины изготавливаются двух типов: тип «ВД» дутьевые вентиляторы (применяются при температуре воздуха 20°C) и тип «Д» — дымососы (применяются при температуре газов до 250°C).

2. Дымососы отличаются от вентиляторов только усиленными деталями рабочего колеса, наличием броневых листов по образующей спирального кожуха и водяного охлаждения масляной ванны.

3. Все машины снабжаются восьмилопастными осевыми направляющими аппаратами для регулирования производительности.

4. Управление направляющими аппаратами может осуществляться автоматически посредством дистанционной колонки.

5. Вентиляторы и дымососы соединяются с электродвигателями через эластичную муфту.

6. Сводные характеристики для подбора машин по данным заводов-изготовителей приведены на стр. 267.

На оси абсцисс характеристики откладываются значения производительности Q в $\text{тыс. м}^3/\text{час}$, на оси ординат — значения давления p в кг/м^2 .

Ось ординат имеет две шкалы.

Одна шкала применяется для подбора дутьевых вентиляторов при температуре воздуха $t = 20^\circ$ и барометрическом давлении 760 мм рт.ст. Другая шкала применяется для подбора дымососов при температуре воздуха или газа $t = 200^\circ$ и барометрическом давлении 760 мм рт.ст.

Для подбора машин на сводной характеристике выделены зоны. Каждая зона соответствует типу машины и рабочему числу ее оборотов с учетом регулирования производительности направляющим аппаратом.

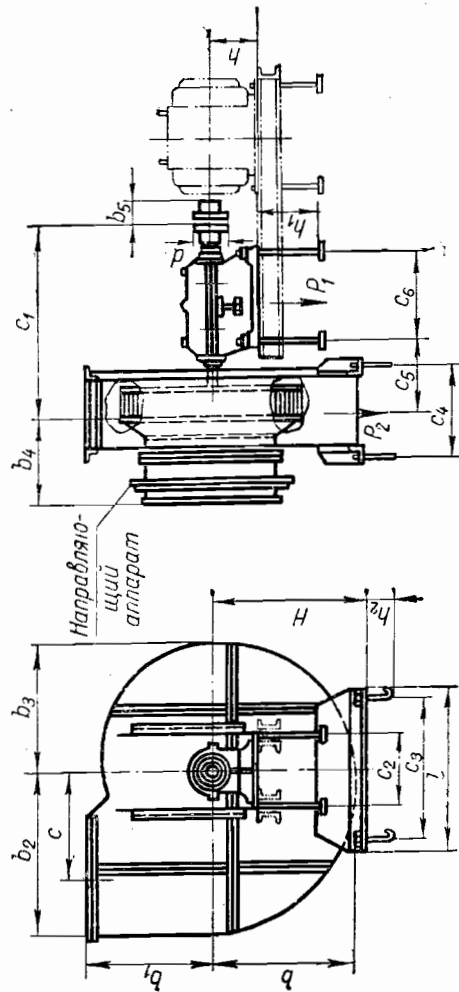
Верхняя исходная кривая зоны соответствует работе машины с полностью открытым направляющим аппаратом.

Нижняя кривая зоны соответствует работе машины с прикрытым направляющим аппаратом при значении к. п. д. равных 0,8 от максимального.

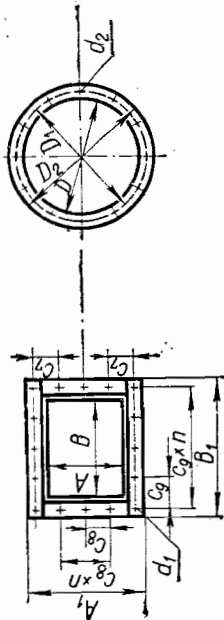
Боковые границы зоны соответствуют значениям к. п. д. в пределах от 0,9 до 0,8 от максимального.

Рабочие точки, расположенные внутри каждой зоны, соответствуют промежуточным значениям к. п. д. при работе машины с несколько прикрытым направляющим аппаратом.

На характеристической кривой зоны выделены точки с указанием их к. п. д.



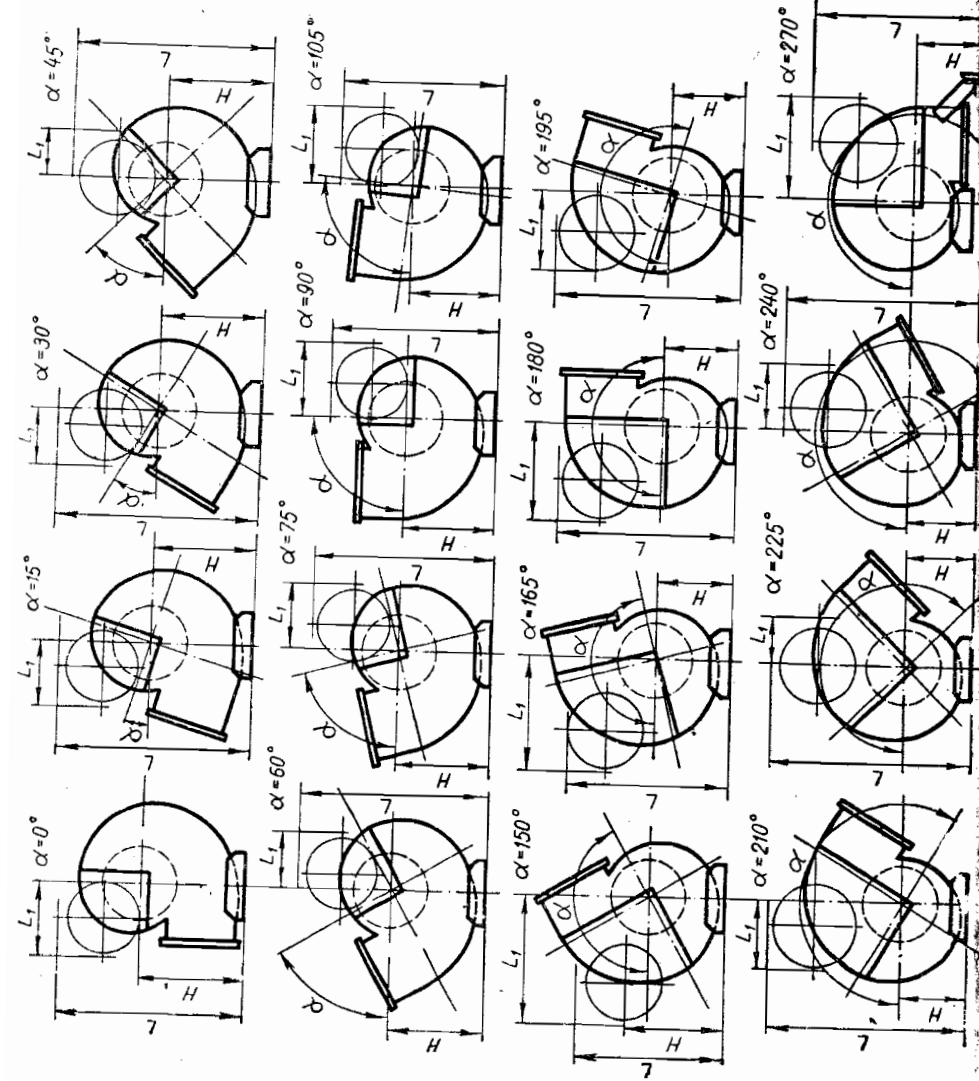
Фланцы патрубков
выходного
входного
(направляющего аппарата)



№ машин	Размеры в мм																		Вес в кг
	h	h ₁	h ₂	b	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	b ₅	d	c	c ₁	c ₂	c ₃	c ₄	c ₅	l		
6	236	—	—	490	420	550	430	338	112	190	364,5	918	370	500	236	339	370	600	330
8	236	—	—	650	560	730	570	385	112	190	486	941	370	650	312	362	370	750	498
10	280	400	250	810	700	910	710	627	142	260	610	1259	440	800	476	474	520	1000	437
12	280	400	250	970	840	1090	850	547	142	260	730	1271	440	1000	550	506	520	1200	990
13,5	375	600	350	1095	945	1210	950	749	175	330	821	1560	620	1300	620	585	700	1500	860
15,5	375	600	350	1253	1085	1408	1088	785	175	330	940	1595	620	1300	692	620	700	1500	2135
18	500	700	340	1455	1260	1635	1265	726	215	405	1094	1995	790	1560	817	735	960	1800	1888
20	500	700	340	1615	1400	1815	1405	964	215	405	1215	2033	790	1560	892	773	960	1800	2447
																			4338
																			3836
																			4805
																			4195

Размеры в мм

№ машин	Фланец выходного патрубка										Фланец входного патрубка				
	A	B	A ₁	B ₁	c	c ₁	c ₂	n	n ₁	d ₁	колич. отв.	D	D ₁	D ₂	колич. отв.
6	226	351	314	448	97	94	104	1	4	11	14	420	460	490	11
8	300	468	390	565	90	90	107	2	5	11	18	560	600	630	11
10	376	580	488	720	112	112	113	2	6	14	20	700	760	800	14
12	450	700	563	840	105	105	100	3	8	14	26	840	910	950	14
13,5	508	790	642	933	118	118	110	3	8	14	26	1085	1176	1220	14
15,5	580	807	714	1050	137	130	125	3	8	14	26	1085	1176	1220	14
18	675	1053	839	1240	125	130	130	4	9	18	30	1400	1500	1550	18
20	750	1170	912	1357	141	140	143	4	9	18	30	1400	1500	1550	18



Дымососы и дутые вентиляторы

По материалам Барнаульского котельного завода

Машинный №	Углы разворота кожуха α																	
	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°	105°	120°	135°	150°	165°	180°	195°	210°	225°	240°	270°
Размер «H» в мм																		
6	620			600			570					530				500		420
8		800			760			720				680				640		560
10		950		930		875		825				760				720		700
12		1175		1100		1050		975				875				850		840
13,5		1300			1200			—				1100						1000
15,5			1500				1300	—				1300					1100	
18			1750				1520		—			1520				1350		
20			1950				1650		—			1650				1450		
Размер «L» в мм																		
13,5	2600	2750	2850	2880	2800	2056	2550	—	—	1900	2150	2300	2500	2700	2800	2800	2700	2700
15,5	3100	3200	3400	3400	3400	3100	2300	2800	—	2200	2500	2700	2900	3000	3000	3100	3000	2700
18	3600	3700	3800	3900	3800	3500	3400	—	—	2500	2850	3000	3100	3200	3300	3400	3400	3100
20	4000	4100	4300	4400	4200	3700	3600	3400	—	—	3200	3400	3500	3600	3700	3800	3800	3500
Размер «L₁» в мм																		
13,5	1300	1200	1000	750	1000	1200	1300	—	—	1900	1700	1600	1400	1200	1000	800	1000	1400
15,5	1600	1400	1100	900	1200	1400	1600	1700	—	2100	1900	1800	1600	1400	1100	900	1100	1600
18	1800	1600	1300	1000	1300	1600	1800	—	—	2500	2100	1900	1800	1500	1300	1000	1200	1800
20	2000	1700	1500	1100	—	1700	1900	2100	—	—	2300	2200	2000	1800	1400	1100	1400	2000

Примечания: 1. Машины изготавливаются правого и левого вращения.

2. Кожух может быть установлен в одном из положений, приведенных на стр. 264.

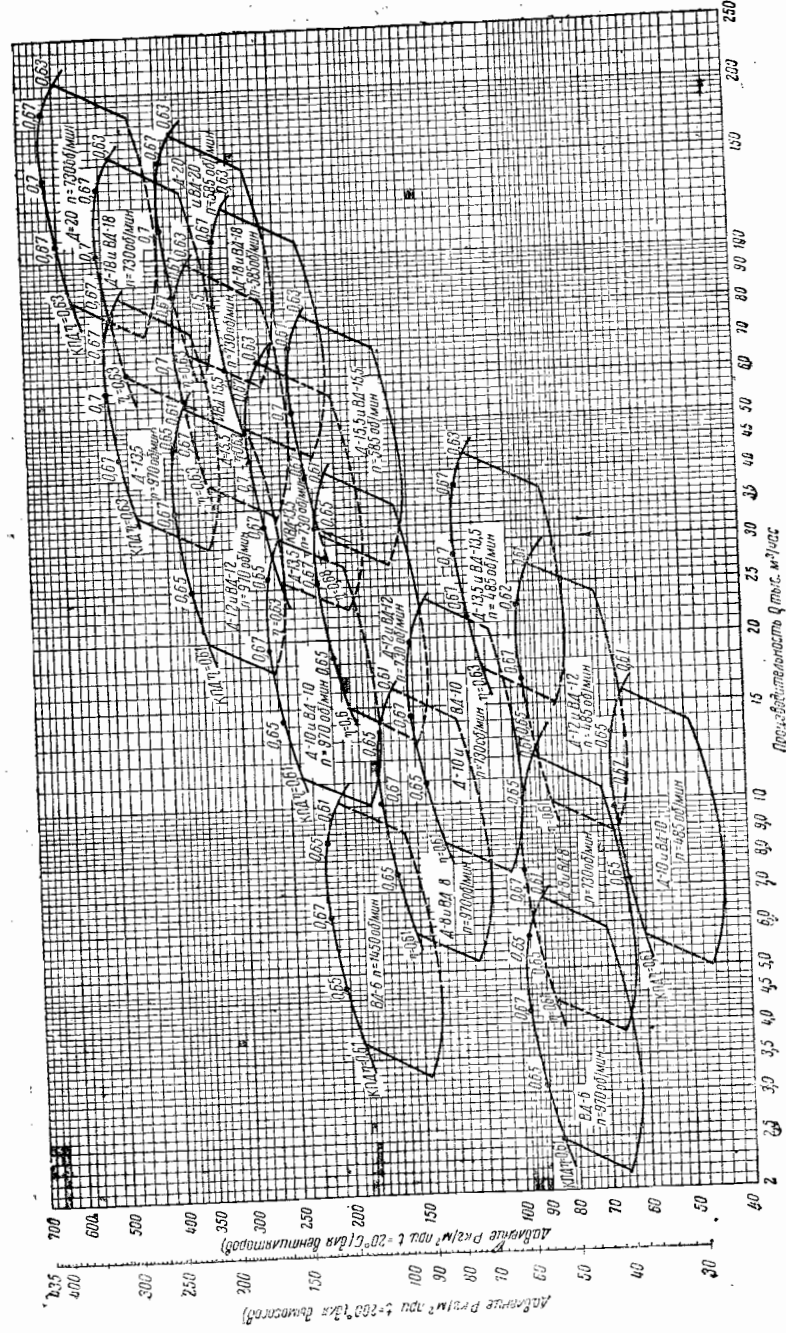
3. При положении кожуха патрубком вниз (угол разворота α=270°) устанавливаются две дополнительные опорные лапы.

4. Вес машин указан без электродвигателя; в числителе — вес дымососа, в знаменателе — вес вентиляторов.

Дымососы и дутьевые вентиляторы

№ машины	Статические нагрузки на фундамент в кг		Дымососа		вентилятора		Маховой момент ротора в кг·м²		Вес ротора в кг		Термометр для смазочного масла	
	P_1	P_2	P_1	P_2	P_1	P_2	дымососа	вентилятора	дымососа	вентилятора	тип	длина хвостовика в мм
6	—	—	193	118	—	—	7,6	—	46,1	—	—	—
8	244	233	228	188	34,3	28	96,8	80,9	—	—	—	—
10	518	535	454	467	102	58	287	223	—	—	B-1-4	230
12	475	555	385	445	256	136	406	265	—	—	—	—
13,5	910	1130	820	970	380	225	553	467	—	—	B-1-5	280
15,5	1020	1310	900	1100	626	457	671	551	—	—	—	—
18	2050	2100	1850	1750	1315	1062	1149	1020	—	—	B-1-5	320
20	2240	2450	1980	2000	2140	1735	1306	1152	—	—	—	—

Дымососы и дутьевые вентиляторы № 6, 8, 10, 12, 13^{1/2}, 15^{1/2}, 18 и 20 По материалам Барнаульского котельного завода



Дымососы и дутьевые вентиляторы
Таблица для выбора электродвигателей

По материалам Барнаульского
котельного завода.

Обозначение машины	Маховой момент ρ_0 , кг·м ²	Рабочее число оборотов в мин	Напряжение сети						наблюдаемая мощность на валу, кВт	наблюдаемая мощность на валу, кВт	характеристика электродвигателя		обозначение
			380 и 500 в			3000 в					6000 в		
			Характеристика электродвигателя		наблюдаемая мощность на валу, кВт	характеристика электродвигателя		наблюдаемая мощность на валу, кВт			характеристика электродвигателя		
			мощность по каталогу, кВт	обозначение		мощность по каталогу, кВт	обозначение				мощность по каталогу, кВт	обозначение	
1.	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
Д-20	2154	750										ДАМСО-147-8 ДАМСО-148-8 ДАМСО-1410-8 ДАМСО-157-8 ДАМСО-158-8	
Д-20	2154	600										ДАМСО-1410-10 ДАМСО-157-10	
Д-18	1315	750										ДАМСО-147-8 ДАМСО-148-8	
Д-15,5	626	750										ДАМСО-147-8 ДАМСО-148-8	
Д-15,5	626	600										ДАМСО-147-8 ДАМСО-148-8	
Д-13,5	380	1000										ДАМСО-147-8 ДАМСО-148-8	
Д-13,5	380	750										ДАМСО-147-8 ДАМСО-148-8	
Д-12	194	1000										ДАМСО-147-8 ДАМСО-148-8	

Дымососы и дутьевые вентиляторы
Таблицы для выбора электродвигателей

По материалам Барнаульского
котельного завода

Напряжение сети												
Обозначение машины	Маховой момент ротора, кг·м ²	Рабочее число оборотов в мин	380 и 500 в			3000 в			6000 в			обозначение
			наибольшая мощность на валу, кВт	характеристика электродвигателя		наибольшая мощность на валу, кВт	наибольшая мощность на валу, кВт	характеристика электродвигателя		наибольшая мощность на валу, кВт		
				по каталогу, кВт	обозначение			по каталогу, кВт	обозначение			
ВЛ-20	1735	600	95	115	ГАМ-6-127-10	110	125	ГАМТ-6-136-10	180	200	ДАМСО-1410-10	
			110	130	ГАМ-6-128-10	130	145	ГАМТ-6-137-10	235	260	ДАМСО-157-10	
			140	155	ГАМ-6-137-10	150	165	ГАМТ-6-138-10	280	310	ДАМСО-158-10	
			165	(180)	ГАМ-6-138-10	180	200	ДАМСО-147-10	360	400	ДАМСО-1510-10	
ВД-18	1062	750	100	130	ГАМ-6-127-8	110	125	ГАМТ-6-128-8	180	200	ДАМСО-147-8	
			140	155	ГАМ-6-128-8	130	145	ДАМТ-6-136-8	215	240	ДАМСО-148-8	
			160	(180)	ДАМ-6-136-8	155	170	ДАМТ-6-137-8	250	280	ДАМСО-1410-8	
			190	(810)	ДАМ-6-137-8	180	200	ДАМТ-6-138-8	290	320	ДАМСО-157-8	
ВД-18	1062	750	220	(245)	ДАМ-6-138-8	235	260	ДАМСО-147-8	345	180	ДАМСО-158-8	
						280	310	ДАМСО-148-8				
						335	370	ДАМСО-1410-8				

ВД-18	1062	600	65	ГАМ-6-125-10	90	100	ГАМТ-6-128-10	180	200	ДАМСО-1410-10	200	ДАМСО-1410-10
			85	ГАМ-6-126-10	110	125	ГАМТ-6-136-10					
			105	ГАМ-6-128-10	130	145	ГАМТ-6-137-10					
			140	ГАМ-6-137-10	150	165	ГАМТ-138-10					
ВД-15,5	457	750	165	ГАМ-6-138-10	180	200	ДАМСО-1410-10	180	200	ДАМСО-1410-10	200	ДАМСО-1410-10
ВД-15,5	457	600	50	ГАМ-6-115-8				85	95	ГАМТ-6-126-3	110	ГАМТ-6-127-8
			60	ГАМ-6-116-8								
			70	ГАМ-6-117-8								
			85	ГАМ-6-125-8	85	95	ГАМТ-6-128-8					
ВД-15,5	457	750	105	ГАМ-6-126-8	100	110	ГАМТ-6-128-8	130	145	ДАМСО-147-8	165	ДАМСО-157-8
			115	ГАМ-6-127-8	115	125	ГАМТ-6-136-8					
			140	ГАМ-6-128-8	130	145	ГАМТ-6-137-8					
			160	ДАМ-6-136-8	155	170	ДАМТ-6-137-8					
ВД-15,5	457	600	40	ГАМ-6-115-10				80	90	ГАМТ-6-127-10	110	ГАМТ-6-128-10
			50	ГАМ-6-116-10								
			58	ГАМ-6-117-10								
			72	ГАМ-6-125-10								
ВД-13,5	223	750	85	ГАМ-6-126-10				85	95	ГАМТ-6-126-8	110	ГАМТ-6-126-6
ВД-12	136	1000	35	АО-93-8				68	75	ГАМТ-6-116-6	85	ГАМТ-6-117-6
			50	АО-94-6								
			68	ГАМ-6-115-6								
			85	ГАМ-6-116-6								
ВД-12	136	1000	95	ГАМ-6-117-6				100	110	ГАМТ-6-125-6	120	ГАМТ-6-126-6
			105	ГАМ-6-117-6								
			115	ГАМ-6-125-6								
			130	ГАМ-6-125-6								

Дымососы и дутьевые вентиляторы
Таблицы для подбора электродвигателей

По материалам Барнаульского
котельного завода

Обозначение машины	Маховой момент ротора кг·м ²	Типы электродвигателей напряжением 220/380 и 500 в с числом оборотов									
		1500 об/мин			1000 об/мин			750 об/мин			
		наибольшая мощность на валу машин, кВт	характеристика электродвигателя		наибольшая мощность на валу машин, кВт	характеристика электродвигателя		наибольшая мощность на валу машин, кВт	характеристика электродвигателя		
			по каталогу, кВт	обозначение		по каталогу, кВт	обозначение		по каталогу, кВт	обозначение	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	

Вентиляторы

ВД-12	136							33 35 50	28 40 35	АО-83-8 АО-93-8 АО-94-8
ВД-10	58				23 35 50	28 40 55	АО-82-6 АО-83-6 АО-93-6	8 12 17 23	10 14 20 28	АО-72-8 АО-73-8 АО-82-8 АО-83-8
ВД-8	26				6 8 12 17	7 10 14 20	АО-62-6 АО-63-6 АО-72-6 АО-73-6	3,5 6	4,5 7	АО-62-8 АО-63-8

ВД-6

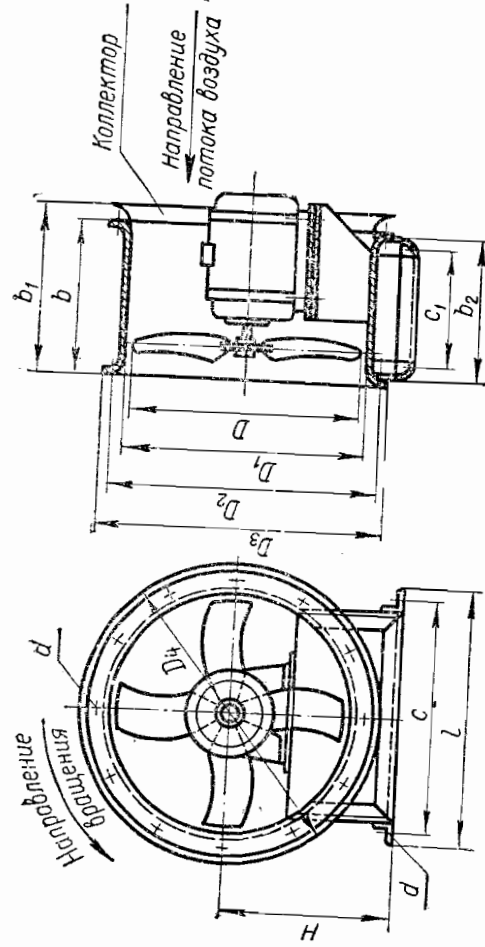
		6 8 12	7 10 14	АО-52-4 АО-62-4 АО-63-4	3,5	4,5	АО-52-6			
--	--	--------------	---------------	-------------------------------	-----	-----	---------	--	--	--

Дымососы

Д-12	194							17 23 35	20 28 40	АО-82-8 АО-83-8 АО-93-8
Д-10	87				12 17 23 35	14 20 28 40	АО-72-6 АО-73-6 АО-82-6 АО-83-6	6 8 12	7 10 14	АО-63-8 АО-72-8 АО-73-8
Д-8	40				6 8	7 10	АО-62-6 АО-63-6	4,0	4,5	АО-62-8

Примечание: 1. Для привода дымососов и вентиляторов применяются короткозамкнутые асинхронные электродвигатели следующих типов:

- а) ДАМСО на напряжение 6000 и 3000 в;
 б) ГАМТ-6 и ДАМТ-6 на напряжение 3000 в;
 в) ГАМ-6 и ДАМ-6 на напряжение 220/380 и 500 в;
 г) АО и АОЛ на напряжение 220/380 и 500 в.
2. Не рекомендуется применять электродвигатели на напряжение 380 и 500 в мощностью более 150 кВт, В таблицах для выбора электродвигателей не рекомендуемые типографские обозначения указаны в скобках.



№ вентилятора	Размеры в мм														Вес, кг		
	H	b	b ₁	b ₂	l	c	γ ₁	D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	d	колич. отв.		d ₁	колич. отв.
4	280	178	260	175	430	405	135	400	408	435	458	500	7	6	12	4	11,2
5	340	188	280	185	530	500	145	500	508	535	558	620	7	6	14	4	18,0
6	420	235	350	291	620	590	235	600	606	650	680	730	7	12	14	4	28,1
7	470	330	393	325	710	680	270	700	707	750	785	855	9	16	14	4	39,3
8	550	425	498	420	900	840	328	800	808	850	873	975	9	16	23	4	83
10	670	490	570	470	1050	990	400	1000	1010	1054	1076	1210	9	20	23	4	133
12	800	580	688	570	1230	1170	500	1200	1212	1255	1280	1450	11	22	23	4	167,2

Примечания: 1. Всасывающий воздухопровод может присоединяться к коллектору или непосредственно к обечайке. При работе без всасывающего и нагнетательного воздухопроводов вентиляторы должны иметь на входе коллектор, а на выходе — диффузор.

2. Вентиляторы могут быть реверсированы. Для реверсирования следует перевернуть колесо, изменить направление вращения электродвигателя и пересадить коллектор.

3. Вес вентиляторов указан без электродвигателей.

Вентиляторы осевые МЦ. № 4, 5, 6, 7, 8, 10 и 12

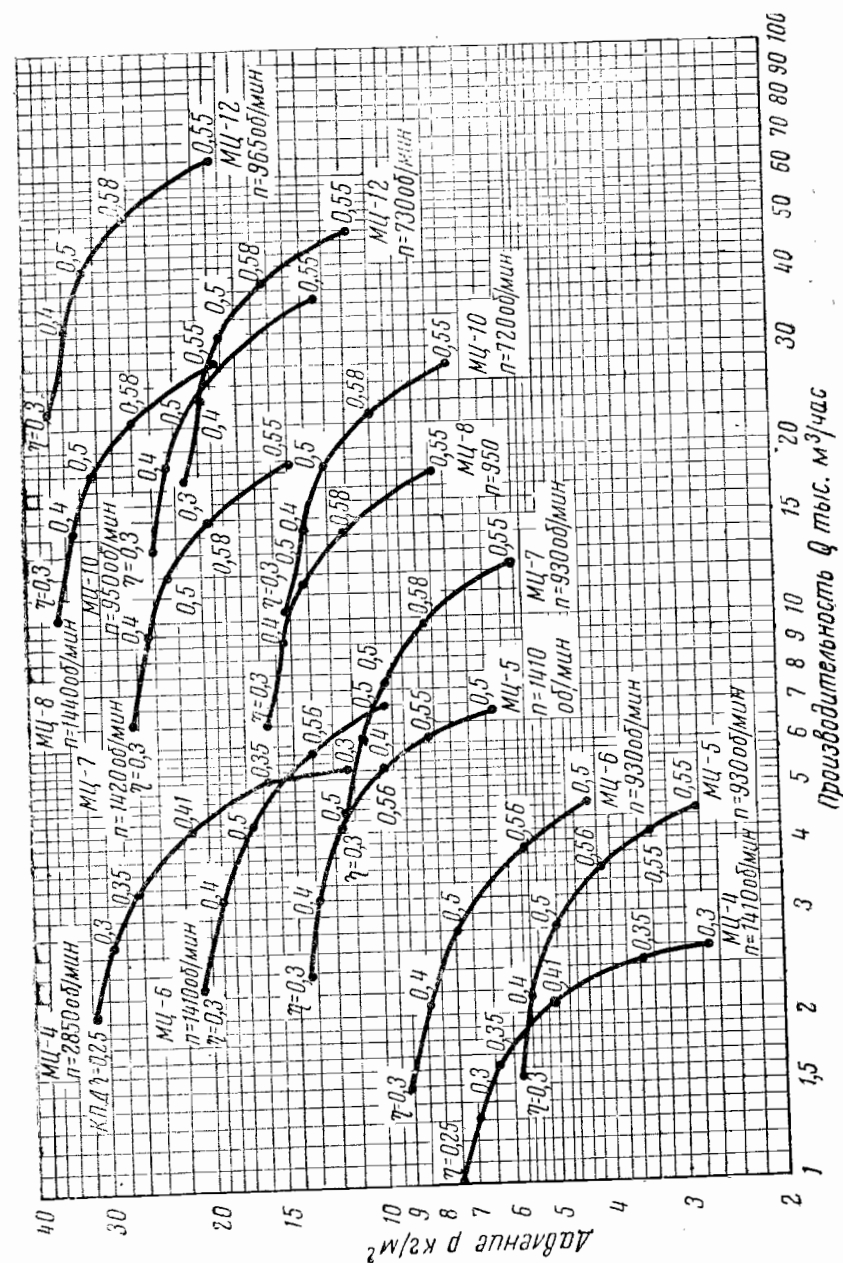
Комплектуемые электродвигатели

По материалам
Крюковского
завода

№ венти- лятора	Характеристика электродвигателя		
	обозначение	мощность в квт	число об/мин
МЦ-4	АОЛ-11-4 *	0,12	1450
	АОЛ-21-4	0,27	1450
	А-31-4	0,6	1450
	АО-31-4	0,6	1440
	А-32-4	1,0	1410
	АОЛ-32-2	1,0	2860
	АиАЛ-31-2*	1,0	2850
МЦ-5	АиАЛ-31-4 *	0,6	1410
	АО-31-4 *	0,6	1410
	АО-31-4 *	0,6	1410
	АЛ-32-4	1,0	1410
	АОЛ-32-4	1,0	1410
	АОЛ-32-4	1,0	1410
	АО-41-6	1,0	930
	А-41-2	1,7	1420
	ТАГ-12/4	0,52	1420
МЦ-6	А-31-4	0,6	1410
	А-32-4 *	1,0	1410
	А-41-6	1,0	930
	А-41-4	1,7	1420
	ТАГ-21/4	1,0	1420
МЦ-7	А-41-4 *	1,7	1420
	А-41-6	1,7	930
	ТАГ-22/4	1,4	1440
	ТАГ-31/6	1,7	970
	ТАГ-31/4	2,3	1450
МЦ-8	А-42-4 *	2,8	1420
	А-51-4 *	4,5	1440
	А-52-6	4,5	950
	ТАГ-31/6	1,7	960
	ТАГ-32/4	3,5	1460
МЦ-10	К-51-6 *	2,8	950
	А-52-6	4,5	950
	МА-142-2/3	4,0	720
МЦ-12	А-61-8 *	4,5	730
	А-61-6	7,0	970
	МА-142-2/6	5,5	965

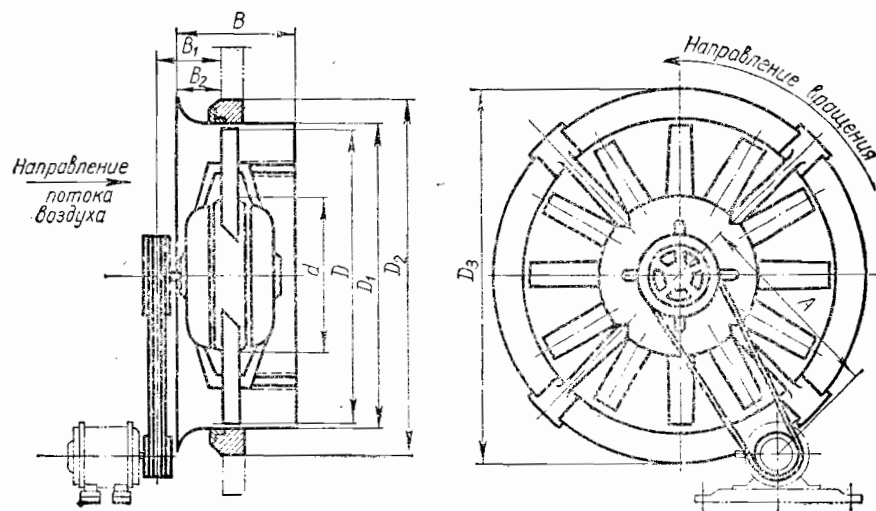
По данным НИИСТ
АС и А

Вентиляторы осевые МЦ,
№ 4, 5, 6, 7, 8, 10 и 12



* Электродвигатели, преимущественно поставляемые заводом.

Вентиляторы осевые У № 12, 16 и 20



№ вентилятора	Диаметр колеса D	Размеры в мм							Вес в кг
		a	D ₁	D ₂	D ₃	B	B ₁	B ₂	
12	1200	600	1210	1370	1440	460	215	160	375
16	1600	800	1612	1800	1842	590	288	210	590
20	2000	1000	2015	2200	2416	650	355	250	900

Примечание. Вес в таблице указан без электродвигателя.

Осевые вентиляторы типа У (по данным ЦАГИ)

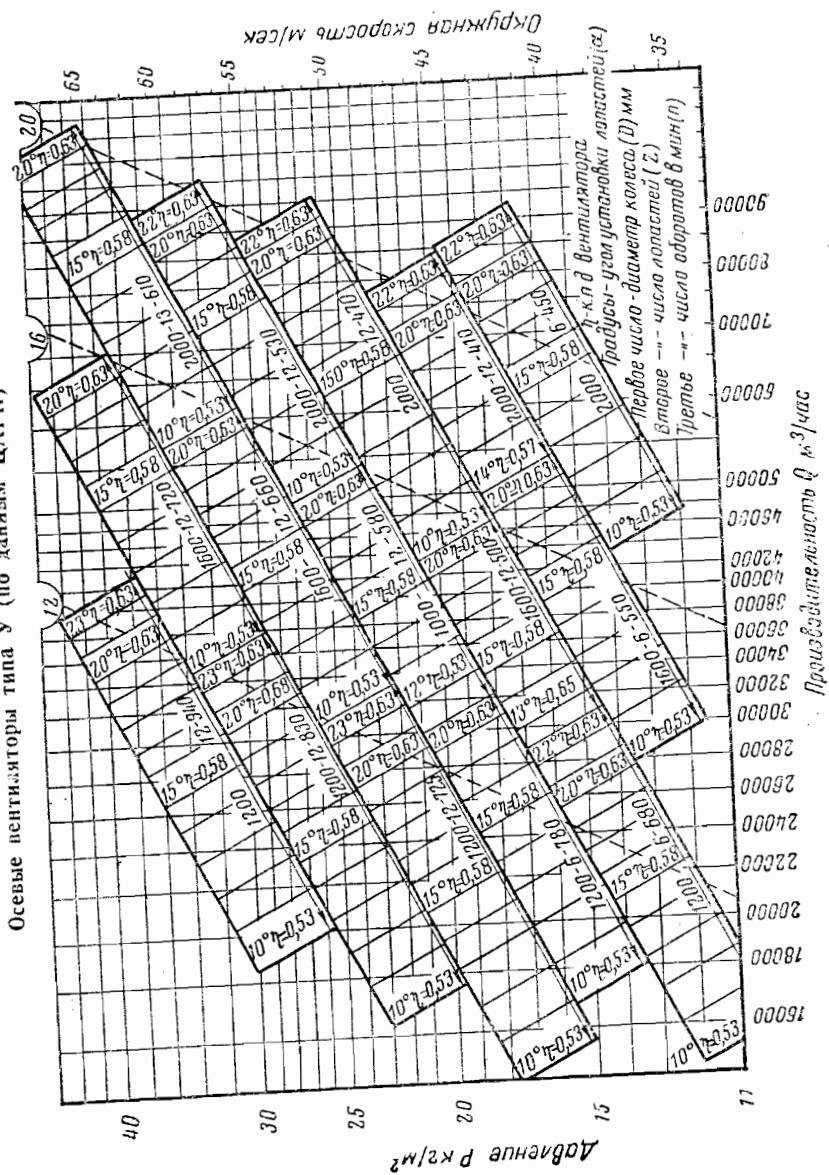


Таблица для подбора электродвигателей
к осевым вентиляторам У № 12, 16 и 20
а) При угле поворота лопаток $\theta = 10^\circ$

По материалам ГПИ-1

№ вентилятора	Номинальное число об/мин вентилятора	Установочная мощн. электро- двиг. в кет	Тип электро- двигателя	Число об/мин электродвигателя	Диаметр шкива вентилятора в мм	Диаметр шкива электродвигателя в мм	Число и тип клиновых ремней	Минимальное межцентровое расстояние
12	725	—	—	—	—	—	—	—
	850	4,5	АО51-4	—	—	—	—	—
	950	7,0	А51-4	1440	240	140	3×Б	716
	1050	7,0	АО52-4	1440	210	140	5×Б	740
			А52-4	1440	190	140	5×Б	756
	1150	7,0	АО52-4	1440	180	140	5×Б	764
			А52-4	1460	230	180	5×Б	694
			АО62-4	1460	210	180	5×Б	710
	1250	10	А61-4	1450	210	180	5×Б	710
			АО62-4	1460	210	180	7×Б	710
16	600	4,5	АО51-4	1440	315	140	3×Б	903
	725	10	А51-4	1460	360	180	5×Б	835
			АО62-4	1450	315	180	7×Б	871
	850	14	А61-4	1460	430	250	5×Б	884
			АО63-4	1450	380	250	5×Б	773
			А62-4	1460	—	—	—	—
	950	20	АО72-4	1460	—	—	—	—
			АО71-4	1450	—	—	—	—
	700	28	АО72-4	1460	—	—	—	—
			А71-4	1450	—	—	—	—
20	500	10	АО62-4	1460	520	180	5×Б	1028
	600	14	А61-4	1450	440	180	7×Б	1096
			АО63-4	1460	400	250	7×Б	1083
	700	20	А62-4	1450	520	250	5×Б	1184
			АО73-6	980	440	315	5×Г	1009
			А72-4	970	420	315	5×Г	1024
	725	28	АО72-4	1460	—	—	—	—
			А71-4	1450	—	—	—	—
	750	—	АО82-6	980	—	—	—	—
			А81-6	975	—	—	—	—

Продолжение

б) При угле поворота лопаток $\theta = 15^\circ$

№ вентилятора	Номинальное число об/мин вентилятора	Установочная мощн. электро- двиг. в кет	Тип электро- двигателя	Число об/мин электродвигателя	Диаметр шкива вентилятора в мм	Диаметр шкива электродвиг. в мм	Число и тип клиновых ремей	Минимальное межцентровое расстояние
12	725	2,8	АО42-4	1420	200	100	3×Б	777
	850	4,5	А42-4	1440	240	140	3×Б	716
			АО51-4	1440	210	140	5×Б	740
	1050	7,0	А51-4	1440	250	180	5×Б	677
			АО52-4	1460	230	180	5×Б	694
			А52-4	1460	230	180	7×Б	694
	1150	10	АО62-4	1450	210	180	7×Б	710
			А61-4	1460	210	180	7×Б	710
	1250	14	АО62-4	1450	210	180	7×Б	710
			А63-4	1460	210	180	7×Б	710
16	600	7,0	АО52-4	1440	315	140	5×Б	903
	725	10	А52-4	1460	430	180	5×Б	928
			АО62-4	1450	360	180	5×Б	835
	850	14	А61-4	1460	430	250	5×Б	884
			АО61-4	1450	380	250	7×Б	773
			АО63-4	1460	—	—	—	—
	950	20	АО62-4	1450	—	—	—	—
			АО72-4	1460	—	—	—	—
	700	28	А71-4	1450	—	—	—	—
			АО73-4	1460	—	—	—	—
20	500	10	АО62-4	1460	520	180	5×Б	1028
	600	14	А61-4	1450	440	180	7×Б	1096
			АО63-4	1460	400	250	7×Б	1083
	700	20	А62-4	1450	520	250	5×Б	1184
			АО73-6	980	440	315	5×Г	1009
			А72-6	970	420	315	5×Г	1024
	725	28	АО83-6	980	—	—	—	—
			А82-6	975	—	—	—	—
	750	—	АО83-6	980	—	—	—	—
			А82-6	975	—	—	—	—

в) При угле поворота лопаток $\theta = 18^\circ$

№ вентилятора	Номинальное число об/мин вентилятора	Установочная мощн. электродвиг. в кВт	Тип электродвигателя	Число об/мин электродвигателя	Диаметр шкива вентилятора в мм	Диаметр шкива электродвигателя в мм	Число и тип клиновых ремней	Минимальное межцентровое расстояние
12	725	4,5	АО51-4	1440	280	140	3×Б	682
	850	7,0	А51-4 АО52-4	1440	240	140	5×Б	716
	950	10	АО62-4	1460	210	140	5×Б	740
	1050	10	А61-4 АО62-4	1450 1460	250	180	5×Б	677
			А61-4	1450				
			АО63-4	1460				
	1150	14	А62-4 АО63-4	1450 1460	250	180	7×Б	677
			А62-4	1450				
			АО63-4	1460				
	1250	20	А62-4 АО72-4	1450 1460	210	180	7×Б	710
			А62-4	1450				
			АО72-4	1460				
			А71-4	1450	290	250	5×В	598
16	600	10	АО62-4	1460	430	180	5×Б	928
		14	А61-4 АО63-4	1450 1460				
			А62-4	1450				
	725	20	АО73-6	980	360	180	7×Б	835
	850	20	А72-6 АО72-4	970 1460	340	250	7×В	806
			А72-6	970				
			АО72-4	1460				
	950	28	А71-4 АО73-4	1450 1460	430	250	5×В	884
			А71-4	1450				
			АО73-4	1460				
		40	А72-4 АО73-4	1450 1460	380	250	7×В	773
			А72-4	1450				
			АО73-4	1460				
20	500	14	АО63-4	1460	520	180	7×Б	1028
			А62-4	1450				
			АО73-6	980				
	600	28	А72-6	970	500	250	7×В	998
			АО82-6	980				
			А81-6	975				

в) При угле поворота лопаток $\theta = 18^\circ$

№ вентилятора	Номинальное число об/мин вентилятора	Установочная мощн. электродвиг. в кВт	Тип электродвигателя	Число об/мин электродвигателя	Диаметр шкива вентилятора в мм	Диаметр шкива электродвигателя в мм	Число и тип клиновых ремней	Минимальное межцентровое расстояние
20	700	40	АО83-6	980	440	315	6×Г	1009
			А82-6	975				
		55	АО93-6	985				
	725	40	А91-6	980	560	400	6×Г	1047
			АО83-6	980				
			А82-6	975				
	750	55	АО93-6	985	420	315	6×Г	1024
			А91-6	980				
			—	—				
		—	—	—	540	400	6×Г	1063
			—	—				
			—	—				

г) При угле поворота лопаток $\theta = 20^\circ$

12	725	4,5	АО51-4	1440	280	140	3×Б	682
	850	7,0	А51-4 АО52-4	1440	240	140	5×Б	716
	950	7,0	А51-4 АО52-4	1440	210	140	5×Б	740
	1050	10	А52-4 АО62-4	1460 1450	280	180	5×Б	652
			А61-4	1450				
			АО62-4	1460				
	1150	14	А61-4 АО63-4	1450 1460	250	180	5×Б	677
			А61-4	1450				
			АО63-4	1460				
	1250	20	А62-4 АО63-4	1450 1460	230	180	7×Б	694
			А62-4	1450				
			АО63-4	1460				
16	600	10	АО62-4	1460	430	180	5×Б	928
		14	А62-4	1450				
			АО73-6	980				
	725	20	А72-6	970	360	180	7×В	835
	850	20	АО72-4	1460				
			А71-4	1450				

2) При угле поворота лопаток $\theta = 20^\circ$

Продолжение

№ вентилятора	Номинальное число об./мин вентилятора	Установочная мощн. электро- двиг. в квт	Тип электро- двигателя	Число об./мин электродвигателя	Диаметр шкива вентилятора в мм	Диаметр шкива электродвигателя в мм	Число и тип клиновых ремней	Минимальное межцентровое расстояние
16	950	28	АО73-4	1460	430	250	7×В	884
		40	А72-4	1450	440	440	6×Г	912
			АО83-6 А82-6	980 975				
20	500	20	АО73-6	980	500	250	7×В	998
		28	А72-6 АО82-6	970 980				
	600	40	А81-6 АО83-6	975 980	520	315	5×Г	942
			А82-6 АО83-6	975 980	440	315	6×Г	1009
	700	40	А82-6 АО93-6	975 985	420	315	6×Г	1024
			55	А91-6 АО94-6	980 985	540	400	6×Г
	725	75		А92-6	980	520	400	8×Г
	750		А92-6	980				

д) При угле поворота лопаток $\theta = 23^\circ$

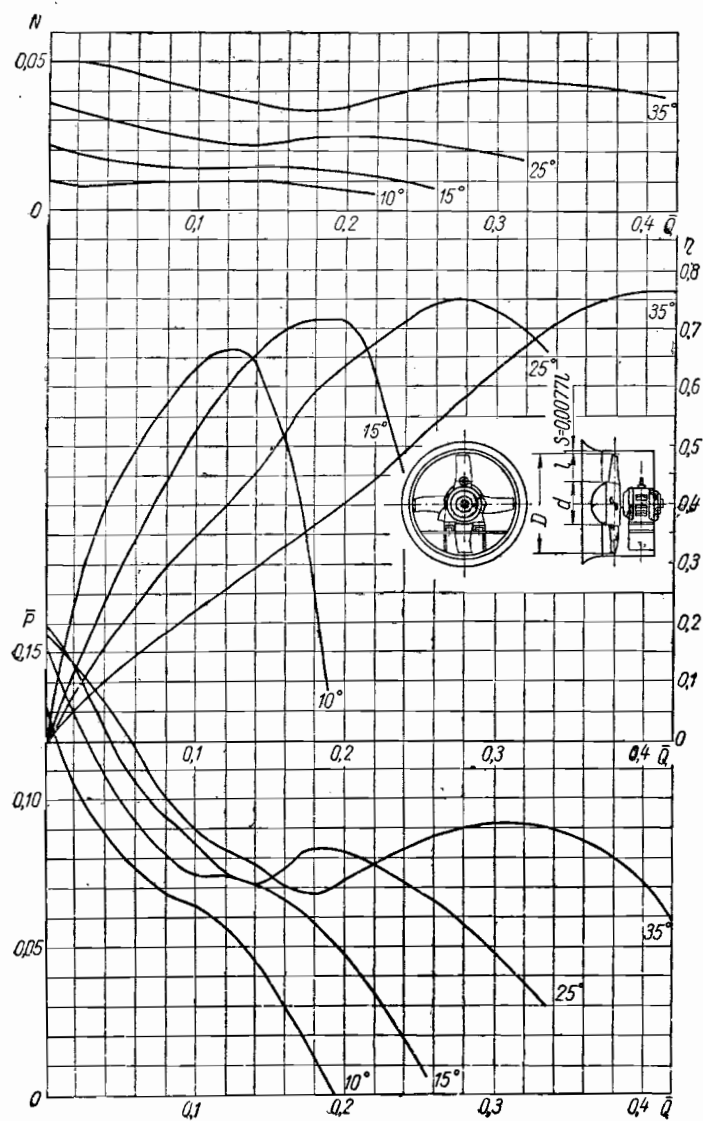
12	725	4,5	АО51-4	1440	280	140	3×Б	682
	850	7,0	А51-5	1440	280	140	5×Б	682
	950	—	АО52-4	1440	280	140	5×Б	682
	1050	10	А51-4	1440	280	140	5×Б	682
	1150	14	АО62-4	1460	280	180	5×Б	652
			А61-4	1450				
		14	АО63-4	1460	250	180	7×Б	677
			А62-4	1450				
	1250	14	АО63-4	1460	230	180	7×Б	694
			А62-4	1450				
		20	АО72-4	1460	320	250	5×В	573
			А71-4	1450				
	1250	28	АО73-4	1460	290	250	7×В	598
			А72-4	1450				

д) При угле поворота лопаток $\theta = 23^\circ$

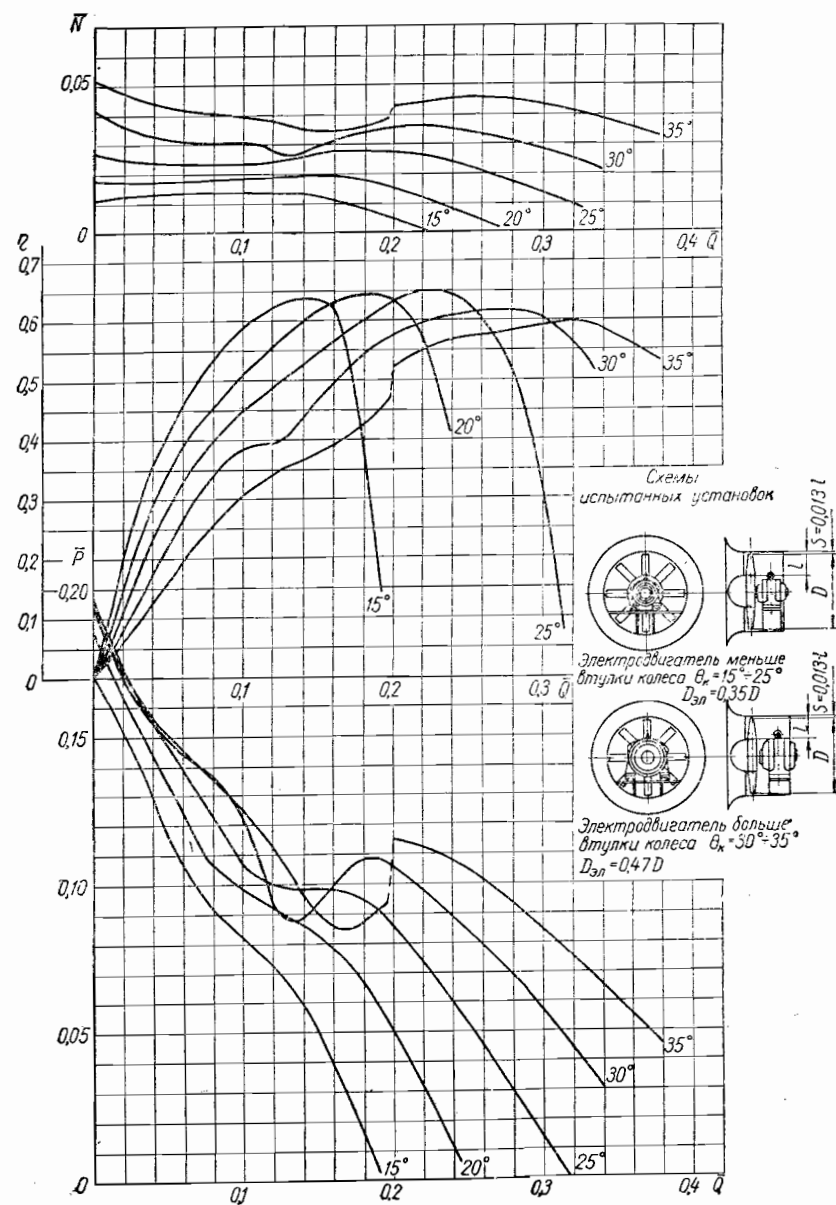
Окончание

№ вентилятора	Номинальное число об/мин вентилятора	Установочная мощн. электро- двиг. в кВт	Тип электро- двигателя	Число об/мин электродвигателя	Диаметр шкива вентилятора в мм	Диаметр шкива электродвигателя в мм	Число и тип клиновых ремней	Минимальное межцентровое расстояние				
16	600	14	АО63-4	1460	430	180	7×Б	928				
	725	20	А62-4	1450	340	250	7×В	806				
			АО73-6	980								
	850	40	А72-6	970	480	420	6×Г	396				
			АО83-6	980								
950	55	А82-6	975	500	480	6×Г	834					
20	500	20	АО73-6	980	500	250	7×В	998				
		28	А72-6	970	520	315	5×Г	942				
			АО82-6	980								
		40	А81-6	975	520	315	6×Г	1143				
	АО83-6	980										
	600	55	А82-6	975	560	400	6×Г	1047				
		75	АО93-6	985					560	400	8×Г	1047
			А91-6	980								
		АО94-7	985									
	700	55	А92-6	980	540	400	6×Г	1063				
		75	АО93-6	985					540	400	8×Г	1063
			А91-6	980								
		АО94-6	985									
	725	55	А92-6	980	520	400	6×Г	1078				
		75	АО93-6	985					520	400	8×Г	1078
			А91-6	980								
		АО94-6	985									
	750	75	А92-6	980	520	400	8×Г	1078				

Безразмерная характеристика осевого вентилятора типа ЦЗ-04
при относительном диаметре втулки 0,4 и числе лопаток 4 при различных
углах их установки (по данным ЦАГИ, 1960 г.)



Безразмерная характеристика *) осевого вентилятора типа УК-2 при относительном диаметре втулки 0,45 и числе лопаток 8 для различных углов их установки (по данным ЦАГИ, 1960 г.)



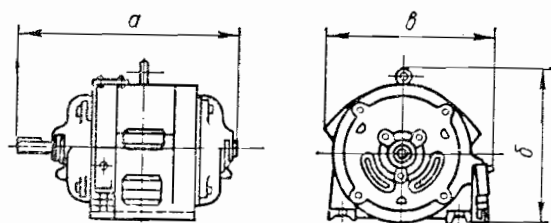
*) О пользовании безразмерными характеристиками см. на стр. 141.

ПРИЛОЖЕНИЕ IV

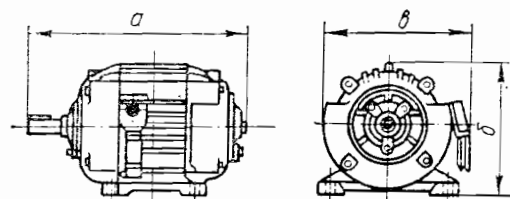
Основные размеры асинхронных короткозамкнутых электродвигателей и таблицы для их подбора

а. Серия А (единая)

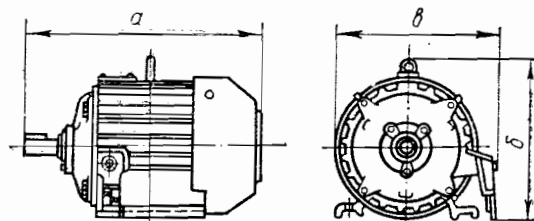
Эскизы типов электродвигателей (форма исполнения Щ2 — горизонтальная, со станиной на лапах)



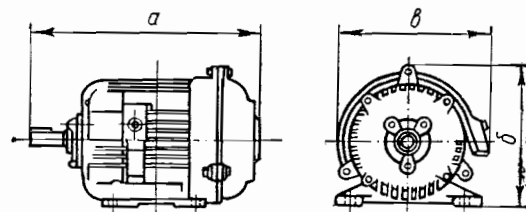
Тип А — защищенный, в чугунной оболочке



Тип АЛ — защищенный, в алюминиевой оболочке



Тип АО — закрытый, в чугунной оболочке



Тип АОЛ — закрытый, в алюминиевой оболочке

Таблица для подбора электродвигателей серии А

Мощ. н. ст. в квт	Число об/ротов в минуту	Тип	Вес в кг	Габаритные размеры в мм			Вес в кг	Габаритные размеры в мм		
				а	б	в		а	б	в
0,6	1410	А-31-4	17,0	373	200	250	42,0	384	282	302
0,6	1410	АЛ-31-4	12,0	273	188	214	29,5	384	235	260
0,6	1410	АО-31-4	21,0	300	200	235	80,0	482	376	380
0,6	1410	АОЛ-31-4	12,5	300	196	220	49,5	480	347	365
0,6	2860	АО-31-2	21,0	300	200	235	45,0	415	282	286
0,6	2860	АОЛ-31-2	12,5	300	196	220	31,0	415	245	268
1,0	930	А-41-6	34,0	344	282	302	34,0	344	282	302
1,0	930	АЛ-41-6	21,5	344	235	260	23,0	344	235	260
1,0	930	АО-41-6	37,0	375	282	286	45,0	415	282	286
1,0	930	АОЛ-41-6	23,0	375	245	268	31,5	415	245	268
1,0	1410	А-32-4	24,0	309	200	250	125	562	460	500
1,0	1410	АЛ-32-4	16,0	309	188	214	165	635	475	381
1,0	1410	АО-32-4	27,0	335	200	235	91,0	491	378	405
1,0	1410	АОЛ-32-4	16,5	336	196	220	63,0	491	318	352
1,0	2850	А-31-2	17,0	373	200	250	100	532	376	380
1,0	2850	АЛ-31-2	12,0	273	188	214	65,5	530	347	365
1,0	2850	АО-31-2	27,0	335	200	235	70,0	441	378	405
1,0	2850	АОЛ-31-2	16,5	336	196	220	48,0	441	318	352
1,0	930	А-42-6	42,0	384	282	302	80,0	482	376	380
1,0	930	АЛ-42-6	29,0	384	235	260	50,5	480	347	365
1,0	930	АО-42-6	45,0	415	282	286	42,0	384	282	302
1,0	930	АОЛ-42-6	30,5	415	245	268	30,5	384	235	260
1,0	1420	А-41-4	34,0	344	282	302	84,0	482	376	360
1,0	1420	АЛ-41-4	22,0	344	235	260	52,0	480	374	365
1,0	1420	АО-41-4	37,0	375	282	286	140	562	460	500
1,0	1420	АОЛ-41-4	23,5	375	245	268	180	635	475	381
1,0	2850	А-32-2	24,0	309	200	250	125	562	460	500
1,0	2850	АЛ-32-2	16,0	309	188	214	165	635	475	381
1,0	2850	АО-32-2	27,0	375	282	286	91,0	491	378	405
1,0	2850	АОЛ-32-2	17,0	375	245	268	64,5	491	318	352
1,0	2850	А-51-6	70,0	441	318	405	100	532	376	380
2,8	950	АЛ-51-6	47,0	441	318	352	67,0	530	347	365

Продолжение

Мощ- ность в кВт	Число оборотов в минуту	Тип	Вес в кг	Габаритные размеры в мм				Мощ- ность в кВт	Число оборотов в минуту	Тип	Вес в кг	Габаритные размеры в мм							
				а	б	в	г					а	б	в	г				
7,0	2890	A-51-2	70,0	441	378	405	665	28,0	980	AO-82-6	495	955	650	665	792				
7,0	2890	АЛ-51-2	50,0	441	318	352	580	28,0	1450	A-72-4	230	665	530	580	770				
7,0	2900	AO-52-2	100	532	376	380	580	28,0	1460	AO-73-4	310	750	548	555	770				
7,0	2900	AOЛ-52-2	68	530	347	365	580	28,0	2930	A-71-2	210	665	530	580	770				
10,0	730	A-71-8	205	665	580	580	555	40,0	2940	AO-73-2	310	750	548	555	792				
10,0	735	AO-72-8	280	750	548	562	506	40,0	730	A-51-8	590	970	740	770	770				
10,0	970	A-62-6	140	562	460	40,0	735	40,0	975	AO-93-8	805	1090	745	770	770				
10,0	980	AO-63-6	180	635	475	481	506	40,0	975	A-82-6	400	860	640	675	770				
10,0	1450	A-61-4	125	562	460	500	500	40,0	980	AO-83-6	555	955	650	665	770				
10,0	1460	AO-62-4	165	635	475	481	506	40,0	1460	A-81-4	360	860	640	675	770				
10,0	2890	A-52-2	91,0	491	378	405	580	40,0	1470	AO-82-4	495	955	650	665	770				
10,0	2890	АЛ-52-2	66,0	491	318	352	580	40,0	2930	A-72-2	235	685	530	480	770				
10,0	2930	AO-62-2	170	635	475	481	506	40,0	2950	A-82-2	500	875	640	675	770				
14,0	730	A-72-8	230	665	530	580	555	55,0	730	A-92-8	665	970	740	792	770				
14,0	735	AO-73-8	310	750	548	555	580	55,0	735	AO-94-8	890	1090	745	770	770				
14,0	970	A-71-6	205	665	530	580	555	55,0	980	A-91-6	590	970	740	792	770				
14,0	980	AO-72-6	280	750	548	555	580	55,0	985	AO-93-6	805	1090	745	770	770				
14,0	1450	A-62-4	140	562	460	500	55,0	1460	A-82-4	400	860	640	675	770	770				
14,0	1460	AO-63-4	180	635	475	481	506	55,0	1470	AO-83-4	555	955	650	665	770				
14,0	2920	A-61-2	130	562	460	500	55,0	2930	AO-81-2	370	860	640	675	770	770				
14,0	2930	AO-63-2	190	635	475	481	506	55,0	2950	AO-83-2	560	955	650	665	770				
20,0	730	A-81-8	360	860	640	675	75,0	980	A-92-6	665	970	740	792	770	770				
20,0	735	AO-82-8	495	955	650	665	506	75,0	985	AO-94-6	890	1090	745	770	770				
20,0	970	A-72-6	230	665	530	580	555	75,0	1460	A-91-4	590	970	740	792	770				
20,0	980	AO-73-6	310	750	548	555	580	75,0	1470	AO-93-4	805	1090	745	770	770				
20,0	1450	A-71-4	280	665	530	580	555	75,0	2930	A-82-2	415	875	640	675	770				
20,0	1460	AO-72-4	280	750	548	555	580	75,0	2960	AO-93-2	820	1090	745	770	770				
20,0	2920	A-61-2	145	562	460	500	100	1460	A-92-4	665	970	740	792	770	770				
20,0	2940	AO-72-2	280	750	548	555	580	100	1470	AO-94-4	890	1090	745	770	770				
28,0	730	A-82-8	400	860	640	675	100	2950	A-91-2	605	1005	740	792	770	770				
28,0	735	AO-83-8	555	955	650	665	100	2960	AO-94-2	905	1090	745	770	770	770				
28,0	975	A-81-6	360	860	640	675	125	2950	A-92-2	685	1005	740	792	770	770				

6. Старые серии
Таблицы для подбора электродвигателей

Мощность в кВт	Число оборо- тов в минуту	Тип	Вес в кг	Мощность в кВт	Число оборо- тов в минуту	Тип	Вес в кг
0,25	1400	И-1014	13,0	2,5	2930	АДО-31/2	42,5
0,4	1400	ТНГ-41	16,5	2,6	725	АДО-52/8	88,5
0,5	950	АДО-21/6	24,0	2,6	1420	МКМБ-10/4	50,0
0,52	1405	И-11/4	18,0	2,7	960	АД-41/6	56,0
0,55	940	АД-21/6	24,0	2,7	960	Р-41-6	65,0
0,62	1400	ТНГ-41	18,5	2,8	720	АД-51/8	79,0
0,65	2835	ТНЕ-41	16,5	3,0	2930	АДО-32/2	46,0
0,7	950	АДО-22/6	28,5	3,2	1440	АД-31/4	41,5
0,8	1430	АДО-21/4	25,0	3,2	2925	АД-31/2	42,5
0,85	940	АД-22/6	28,5	3,3	960	Р-42-6	72,0
1,0	940	АДО-31/6	35,0	3,4	1450	АДО-41/4	56,9
1,0	1425	АД-21/4	25,0	3,5	720	АД-52/8	88,5
1,0	1425	ТНГ-51	26,0	3,5	960	АД-42/6	64,0
1,0	2835	ТНЕ-42	18,5	3,6	975	АДО-51/6	79,0
1,1	920	МКМБ-9/6	40,0	4,0	725	Р-51-8	105,0
1,1	1430	АДО-22/4	29,0	4,1	2940	АДО-41/2	60,0
1,2	930	АД-31/6	35,0	4,2	955	МКМБ-13/6	98,0
1,3	920	МКМБ-10/6	50,0	4,2	1450	АДО-42/4	65,0
1,4	940	АДО-32/6	42,5	4,2	2925	АД-32/2	46,0
1,4	2930	АДО-21/2	27,0	4,3	1445	АД-41/4	56,0
1,5	1425	АД-22/4	29,0	4,5	975	АДО-52/6	89,0
1,5	1450	ТНГ-52	31,0	4,5	975	Р-51-6	105,0
1,6	2925	АД-21/2	27,0	4,5	1450	Р-41-4	65,0
1,6	2860	ТНЕ-51	26,0	4,8	2940	АДО-42/2	67,5
1,7	1445	АДО-31/4	35,0	5,0	970	АД-51/6	79,0
1,7	2930	АД-22/2	30,0	5,1	2935	АД-41/2	60,0
1,8	930	АД-32/6	42,5	5,2	725	Р-53-8	123,0
1,9	1420	МКМБ-9/4	40,0	5,8	1445	АД-42/4	65,0
2,0	970	АДО-41/6	56,0	5,8	1450	Р-42-4	72,0
2,1	725	АДО-51/8	79,0	6,0	725	МА-202-1/8	121,0
2,2	1440	АД-31/4	35,0	6,0	970	АД-52/6	89,0
2,2	2925	АД-22/2	30,0	6,0	975	Р-52/6	113,0
2,3	1445	АД-32/4	41,5	6,0	955	МКМБ-14/6	116,0
2,3	2860	ТНЕ-52	31,0	6,0	1460	АДО-51/4	78,0
2,5	970	АДО-42/6	64,0	6,5	715	МКМБ-15,8	46,0

Мощность в кВт	Число оборо- тов в минуту	Тип	Вес в кг	Мощность в кВт	Число оборо- тов в минуту	Тип	Вес в кг
6,5	2940	АДО-51/2	86,0	23,5	730	МА-204-2/8	270
7,0	1460	АДО-52/4	88,5	24,5	970	МА-812/6	240
7,1	1450	МКМБ-13/4	98,0	25,5	975	МА-204-1/6	240
7,2	2935	АД-42/2	67,5	27,5	1470	МА-203-2/4	198
7,5	2940	АДО-52/2	94,0	28,0	2940	АД-71/2	210
7,8	1455	АД-51/4	78,0	29,0	970	МА-813/6	250
8,0	725	МА-202-2/8	138,0	29,0	1460	МА-811/4	225
8,0	975	P-53-6	123,0	30,0	730	МА-205-1/8	390
8,0	1460	P-51-4	105,0	30,0	730	МА-911/8	350
8,7	970	МКМБ-15/6	146,0	32,0	975	МА-204-2/6	270
8,9	715	МКМБ-17/8	195,0	34,0	1460	МА-812/4	240
9,1	970	МА-202-1/6	121,0	35,0	725	МА-92/8	465
9,3	1455	МКМБ-14-4	116,0	35,0	2940	АД-72/2	230
10,0	1455	АД-52/4	88,5	36,0	730	МА-205-2/8	425
10,0	1460	P-52-4	113,0	37,0	970	МА-911-6	360
10,0	2935	АД-51/2	86,0	37,0	1470	МА-204-1/4	240
11,0	725	МА-203-1/8	176,0	40,0	980	МА-205-1/6	390
11,5	970	МКМБ-17/6	195,0	40,0	1470	МА-813-14	250
11,8	970	МА-202-2/6	138,0	44,0	735	МА-206-1/6	500
12,0	1460	P-53/4	123,0	45,0	975	МА-92/6	467
12,0	2935	АД-52/2	94,0	48,0	980	МА-205-2/6	425
13,0	1450	МКМБ-15/4	146,0	48,0	1470	МА-204-2/4	270
13,0	1460	МА-202-1/4	121,0	48,0	2940	АД-81/2	290
14,0	725	МА-203-2/8	198,0	53,0	735	МА-206-2/8	550
15,2	975	МА-203-1/6	176,0	55,0	1470	МА-911/4	360
16,0	720	МА-812/8	240,0	58,0	980	МА-206-1/6	500
16,0	2930	АД-61/2	135,0	60,0	1465	МА-205-1/4	390
17,1	1460	МА-202-2/4	138,0	60,0	2940	АД-82/2	330
18,1	730	МА-204-1/8	240,0	70,0	1470	МА-92-4	475
18,7	975	МА-203-2/6	198,0	72,0	980	МА-206-216	550
19,0	720	МА-813/8	250,0	72,0	1465	МА-205-2/4	425
19,0	1450	МКМБ-17-4	195,0	80,0	2950	АД-91/2	430
20,0	2930	АД-62/2	160,0	85,0	1470	МА-206-1/4	500
20,5	970	МА-811/6	225,0	96,0	2950	АД-92/2	490
22,0	1460	МА-203-1/4	176,0	105,0	1470	МА-206-2/1	550

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	стр.
Введение	3
Глава I. Воздух и его свойства	5
1. Физические свойства воздуха	7
2. Производительность и давление	10
Глава II. Потери давления на трение	
3. Сопротивление трения	13
4. Шероховатость стенок	14
5. Режимы течения	15
6. Коэффициент трения	17
Глава III. Потери давления в местных сопротивлениях	
7. Коэффициенты местного сопротивления	20
8. Потери давления на удар	21
9. Потери давления на вход	22
10. Потери давления при изменении величины скорости потока	33
11. Потери давления при изменении направления движения потока	38
12. Потери давления при слиянии и разделении потоков в тройниках	42
13. Потери давления в препятствиях, равномерно распределенных по сечению	45
14. Потери давления на выходе из воздухопровода	52
Глава IV. Расчет воздухопроводов	
15. Основы расчета простых и сложных воздухопроводов	57
16. Порядок расчета воздухопроводов	58
17. Основы технико-экономического расчета воздухопроводов	59
18. Учет влияний при расчете воздухопроводов	72
19. Методы расчета воздухопроводов	75
20. Увязка ответвлений	80
21. Характеристики сетей	82
Глава V. Типы вентиляторов	
22. Классификация вентиляторов по критерию быстроходности	86
23. Центробежные вентиляторы	87
24. Осевые вентиляторы	95
25. Сравнение центробежных и осевых вентиляторов	98
Глава VI. Расчет вентиляторов	
26. Работа лопаточного колеса	100
27. Назначение кожуха	106
28. Аэродинамический расчет центробежных вентиляторов	108

29. Определение основных размеров центробежных вентиляторов простейшего типа	стр. 112
30. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов	116
31. Расчет вентиляторов на прочность	121

Глава VII. Характеристики вентиляторов

32. Полные характеристики	125
33. Характеристики $p-Q$	—
34. Характеристики $N-Q$	127
35. Характеристики $\eta-Q$	129
36. Пересчет характеристик	130
37. Универсальные характеристики	137
38. Определение основных размеров вентиляторов методом пересчета характеристик	142

Глава VIII. Работа вентиляторов в сетях

39. Эпюра давления в сетях	144
40. Метод наложения характеристик	147
41. Совместная работа вентиляторов	154
42. Устойчивость работы вентиляторов	160

Глава IX. Подбор двигателей к вентиляторам

43. Определение установочной мощности двигателя	163
44. Электродвигатели	164

Глава X. Монтаж вентиляторных установок

45. Воздухопроводы	169
46. Установка вентиляторов и электродвигателей	170
47. Балансировка колес вентиляторов	171
48. Подшипники	172
49. Звукоизоляция	174

Глава XI. Наладка (испытание и регулировка) вентиляторных установок

50. Измерительная аппаратура	178
51. Испытание и регулировка воздухопроводов	189
52. Испытание вентиляторов	194
53. Регулировка вентиляторов	197

Глава XII. Эксплуатация вентиляторных установок

54. Экономия эксплуатации	203
55. Служба эксплуатации вентиляторных установок	204
56. Надзор за эксплуатацией	205
57. Ремонт вентиляторных установок	206
58. Паспортизация	208
59. Характерные неисправности установок и их устранение	—

Приложения

I. Таблица для расчета воздухопроводов	212
II. Таблица значений $n^{1/2}$ и $n^{2/3}$	218
III. Основные размеры и характеристики для подбора вентиляторов	219
IV. Основные размеры асинхронных короткозамкнутых электродвигателей и таблицы для их подбора	288